



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TL 091584

ANALISIS PENGARUH *FIN PITCH* TERHADAP EFISIENSI
THERMAL HIGH PRESSURE ECONOMIZER HEAT RECOVERY
STEAM GENERATOR PLTGU PT. PJB UP GRESIK

AISYAH JATI PUTRI NRP. 2713 100 143

DOSEN PEMBIMBING

Budi Agung Kurniawan, S.T., M.Sc

Mas Irfan P. Hidayat, S.T., M.Sc., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MATERIAL DAN METALURGI
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TL 091584

**ANALISIS PENGARUH *FIN PITCH* TERHADAP EFISIENSI
THERMAL HIGH PRESSURE ECONOMIZER HEAT RECOVERY
STEAM GENERATOR PLTGU PT. PJB UP GRESIK**

AISYAH JATI PUTRI NRP. 2713 100 143

DOSEN PEMBIMBING

Budi Agung Kurniawan, S.T., M.Sc

Mas Irfan P. Hidayat, S.T., M.Sc., Ph.D.

**JURUSAN TEKNIK MATERIAL DAN METALURGI
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017**



TUGAS AKHIR - TL141584

**ANALISIS PENGARUH *FIN PITCH* TERHADAP
EFISIENSI *THERMAL HIGH PRESSURE ECONOMIZER*
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PLTGU PT.
PJB UP GRESIK**

Aisyah Jati Putri
NRP 2713 100 143

Dosen Pembimbing :
Budi Agung Kurniawan, S.T., M.Sc
Mas Irfan P. Hidayat, S.T., M.Sc., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MATERIAL DAN METALURGI
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



FINAL PROJECT - TL141584

**ANALYSIS OF EFFECT PITCH FIN ON THERMAL
EFFICIENCY OF HIGH PRESSURE ECONOMIZER HEAT
RECOVERY STEAM GENERATOR PLTGU PT. PJB UP
GRESIK**

Aisyah Jati Putri
NRP 2713 100 143

Advisor Lecturers :
Budi Agung Kurniawan, S.T., M.Sc
Mas Irfan P. Hidayat, S.T., M.Sc., Ph.D.

MATERIALS AND METALLURGICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2017

(This page intentionally left blank)

**ANALISIS PENGARUH *FIN PITCH* TERHADAP
EFISIENSI *THERMAL HIGH PRESSURE ECONOMIZER*
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PLTGU PT. PJB
UP CRESIK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Bidang Studi Metalurgi Manufaktur

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Material dan Metalurgi

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

AISYAH JATI PUTRI

NRP. 2713100143

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

1. Budi Agung Kurniawan, S.T., M.Sc..... (Pembimbing 1)
2. Mas Irfan P. Hidayat, ST, M.Sc, Ph.D..... (Pembimbing 2)



(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

Analisis Pengaruh *Fin Pitch* terhadap Efisiensi *Thermal High Pressure Economizer Heat Recovery Steam Generator* PLTGU PT. PJB UP Gresik

Nama : Aisyah Jati Putri
NRP : 2713 100 143
Jurusan : Teknik Material dan Metalurgi
Dosen Pembimbing : Budi Agung Kurniawan., S.T., M.Sc
Mas Irfan P.Hidayat, S.T., M.Sc., PhD.

Abstrak

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) memanfaatkan panas gas buang yang dihasilkan dari proses pembakaran pada PLTG dengan temperatur 500°C dan digunakan untuk memanaskan air hingga menjadi uap. *Economizer* menjadi salah satu komponen pada HRSG dan dibantu oleh adanya *fin* yang berfungsi untuk memperluas permukaan penghantaran panas ke dalam tube. Dengan meningkatnya temperatur air pengisi *economizer*, maka efisiensi dari *economizer* juga akan meningkat. Sehingga untuk meningkatkan efisiensi, perlu diadakan evaluasi dan modifikasi melalui pemodelan jarak antar *fin* pada high pressure *economizer*. Hasil simulasi pada geometri yang ada menunjukkan bahwa panas yang mengalir dari luar yaitu off gas menuju bagian dalam tube yaitu feedwater melalui *fin-fin*. Modifikasi geometri *economizer* menunjukkan distribusi temperatur yang berbagai macam. Untuk desain modifikasi yang diperkecil *fin pitch*nya, memiliki luasan area dan temperatur feedwater yang lebih besar bila dibandingkan dengan geometri awal. Kemudian geometri dengan *fin pitch* 6 mm memiliki effectiveness *fin* yang paling besar yaitu mencapai 53.256%

Kata kunci: *Economizer, Metode Elemen Hingga, Jarak Fin, Temperatur Feedwater*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

**Analysis of Effect Pitch Fin on Thermal Efficiency of High
Pressure Economizer Heat Recovery Steam Generator
PLTGU PT. PJB UP Gresik**

Name : Aisyah Jati Putri
SRN : 2713 100 143
Department : Materials and Metallurgical Engineering
Advisor : Budi Agung Kurniawan., S.T., M.Sc
Mas Irfan P.Hidayat, S.T., M.Sc., PhD.

Abstract

HRSG (Heat Recovery Steam Generator) use exhaust hot gas that generated from the combustion process in the power plant with temperature 500°C, and used heat to make the water become steam. Economizer become one of the components in the HRSG and it is assisted by the fin that used to increase the surface of heat transfer into the tube. With the increasing the temperature of feedwater in economizer, the efficiency of economizer will be increase. Therefore, to improve efficiency, there should be an evaluation and modification through modelling fin spacing of high pressure economizer. The simulation results on the geometry suggests that heat flows from the outside is off gas to inner tube which feedwater through the fin. Modification geometry of economizer show temperature distribution of various kinds. For modification design that make the fin pitch wider, has smaller heat transfer area and smaller temperature of feedwater when compare with the initial geometry. Whereas, for the narrower fin pitch, has greater heat transfer area and temperature feedwater. While geometry with fin pitch 6 mm has the greatest effectiveness, reach to 53 256%

Keywords: *Economizer, Finite Element Method, Fin Pitch, Temperature Feedwater*

(This page intentionally left blank)

KATA PENGANTAR

Puji Syukur atas berkat dan kasih yang diberikan oleh ALLAH SWT kepada saya, sehingga saya dapat menyelesaikan Tugas Akhir serta menyusun Laporan Tugas Akhir yang berjudul: **Analisis Pengaruh *Fin Pitch* terhadap Efisiensi *Thermal High Pressure Economizer Heat Recovery Steam Generator* PLTGU PT PJB UP Gresik**

Pada kesempatan kali ini penyusun mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Kedua orang tua penulis Bapak Ismardi dan Ibu Diyah atas semua dukungan moril dan materiil yang selalu dicurahkan.
2. Bapak Dr. Agung Purniawan, S.T., M.Eng selaku Ketua Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI – ITS.
3. Bapak Budi Agung Kurniawan, S.T., M.Sc selaku dosen pembimbing pertama tugas akhir yang telah memberikan bekal yang sangat bermanfaat.
4. Bapak Mas Irfan P. Hidayat, S.T., M.Sc., Ph.D selaku dosen pembimbing kedua yang telah memberikan bekal dan ilmu yang bermanfaat
5. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI-ITS
6. Bapak Putu, Bapak Eko, Mbak Kikin, Mas Kiki serta seluruh staff yang ada di PLTGU PT PJB UP Gresik yang telah membantu memberi kesempatan dan membantu penulis pada tugas akhir

Penyusun menyadari adanya keterbatasan di dalam penyusunan laporan ini. Besar harapan penyusun akan saran, dan kritik yang sifatnya membangun. Selanjutnya semoga tulisan ini dapat selalu bermanfaat. Amin.

Surabaya, Januari 2017

Aisyah Jati Putri

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Permasalahan.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Penelitian Sebelumnya	5
2.2 <i>Heat Recovery Steam Generator</i> (HRSG).....	10
2.2.1 Fungsi <i>Heat Recovery Steam Generator</i> (HRSG).....	11
2.2.2 Prinsip Kerja <i>Heat Recovery Steam Generator</i> (HRSG)	11
2.2.3 Komponen Utama <i>Heat Recovery Steam Generator</i> (HRSG)	14
2.3 Profil Temperatur dan Level Tekanan	17
2.4 Desain <i>Economizer</i>	19
2.5 Elemen-elemen Pengkonstruksi <i>Economizer</i>	22
2.6 <i>Fin Tube</i>	24
2.7 <i>Standard Fin Pitch</i>	26
2.8 Perpindahan Panas.....	27
2.9 Metode Elemen Hingga.....	35
2.10 ANSYS.....	30
2.10.1 <i>Element Solid Brick 70</i>	36
BAB III METODOLOGI.....	39
3.1. Diagram Alir	39

3.2 Spesifikasi Materi Penelitian	40
3.2.1 Geometri Obyek Penelitian.....	40
3.2.2 Material Penelitian.....	41
3.3 Peralatan Penelitian	42
3.4 Prosedur Penelitian.....	43
3.4.1 Pemodelan <i>Fin Tube</i>	44
3.4.2 Pemodelan <i>Material Properties</i>	45
3.4.3 <i>Meshing</i>	46
3.4.4 Pemodelan <i>Boundary Condition</i>	46
3.4.5 Tipe Pembebanan.....	47
3.4.6 Tipe Analisis.....	48
3.4.7 Validasi Penelitian.....	48
3.4.7 Langkah Penelitian.....	49
3.5 Variabel Penelitian.....	51
3.6 Rancangan Penelitian	52
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....	55
4.1 Desain Geometri Awal	55
4.2 Desain Geometri Modifikasi.....	57
4.3 Analisis <i>Effectiveness Fin</i>	79
4.4 Analisis Sensitivitas.....	79
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	81
5.1 Kesimpulan.....	81
5.2 Saran.....	81
DAFTAR PUSTAKA	xxiii
LAMPIRAN.....	xxv
BIODATA PENULIS.....	xlvi

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Segmen <i>Tube-Fin</i> dari <i>Heat Exchanger</i> (kiri) dan Penyederhanaan Geometri Melingkar yang Diasumsukan Mendekati Segmen <i>Tube-Fin</i>	6
Gambar 2. 2 Skematik pada <i>Fin Tube Heat Exchanger</i>	7
Gambar 2. 3 Lokasi Termokopel	8
Gambar 2. 4 Pengaturan Eksperimen oleh Burak & Hafit.....	9
Gambar 2.5 <i>Heat Recovery Steam Generator</i>	14
Gambar 2.6 Letak <i>High Pressure Economizer</i> d PT PJB UP Gresik	17
Gambar 2.7 Profil Gas Buang dan Temperatur Uap dalam <i>Single-Pressure Boiler</i>	18
Gambar 2.8 Profil Gas Buang dan Temperatur Uap dalam <i>Dual-Pressure Boiler</i> dengan Mengatur Ulang Permukaan Perpindahan Panas dan <i>Economizer</i>	19
Gambar 2.9 Penampang <i>Economizer</i>	22
Gambar 2.10 Susunan <i>Tube</i> Alat Penukar Panas.....	23
Gambar 2. 11 Penampakan <i>Fin Tube</i>	25
Gambar 2. 12 Kriteria untuk <i>Fin Spacing</i>	26
Gambar 2. 13 Spesifikasi <i>Fin</i> untuk diameter <i>tube</i> sebesar 31.8 mm.....	27
Gambar 2. 14 Perpindahan Panas Konduksi melalui Difusi Energi dari Aktivitas Molekul	29
Gambar 2.15 Perpindahan Panas Secara Konveksi. (a) <i>Forced Convection</i> . (b) <i>Natural Convection</i> . (c) <i>Boiling</i> . (d) <i>Condensation</i>	31
Gambar 2. 16 Pengembangan Lapisan Batas untuk Perpindahan Panas secara Konveksi	32
Gambar 2.17 Proses Pengerjaan pada Metode Elemen Hingga.....	35
Gambar 2.18 <i>Layered Structural</i> Geometri	37
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian	39

Gambar 3.2 Penampakan 2 Dimensi dari <i>High Pressure Economizer</i>	40
Gambar 3.3 Penampakan 3 Dimensi dari <i>High Pressure Economizer</i>	40
Gambar 3.4 Ukuran Geometri Awal <i>High Pressure Economizer</i>	41
Gambar 3.5 Diagram Alir Pemodelan Menggunakan Metode Elemen Hingga.....	43
Gambar 3.6 Preference <i>Thermal</i>	44
Gambar 3.7 Penentuan <i>Element Type</i>	45
Gambar 3.8 Material properties yang di-input.....	45
Gambar 3.9 Geometri <i>Economizer</i> setelah dilakukan meshing..	46
Gambar 3.10 (a) Skematik Perpindahan Panas pada <i>High Pressure Economizer</i> dan (b) Tampak Samping Geometri <i>High Pressure Economizer</i>	48
Gambar 3.11 <i>Inner Surface Tube Economizer</i>	49
Gambar 4. 1 Distribusi Temperatur Pembebanan <i>Thermal Fin Tube Economizer</i>	55
Gambar 4.2 <i>Heat Flux</i> pada Panjang <i>Tube</i> 20 mm, 40 mm, 60 mm, 80 mm dan 100 mm.....	56
Gambar 4.3 Temperatur <i>Inner Surface</i> pada Panjang <i>Tube</i> 20 mm, 40 mm, 60 mm, 80 mm dan 100 mm	57
Gambar 4.4 Perbandingan Antara Kondisi Sebenarnya dengan Kondisi Simulasi	58
Gambar 4.5 Distribusi temperatur pada <i>FinPitch</i> : (a) 3.6 mm; (b) 4.0 mm; (c) 4.5 mm	59
Gambar 4.6 Distribusi temperatur pada <i>Fin Pitch</i> : (a) 5.5 mm; (b) 6 mm; (c) 6.5 mm; (d) 7 mm; (e) 7.5 mm; (f) 8 mm; (g) 8.5 mm; (h) 9 mm; (i) 9.5 mm; (j) 10 mm; (k) 10.5 mm; (l) 11 mm; (m) 211.5 mm; (n) 12 mm; (o) 12.5 mm	63
Gambar 4.7 Luasan Area <i>Fin</i> di Berbagai <i>Fin Pitch</i>	73
Gambar 4.8 Temperatur <i>Inner Surface</i> di Berbagai <i>Fin Pitch</i> ...	74
Gambar 4.9 <i>Heat Flux Inner Surface</i> di Berbagai <i>Fin Pitch</i>	75

Gambar 4.10	Temperatur <i>Feedwater</i> di Berbagai <i>Fin Pitch</i>	76
Gambar 4.11	<i>Effectiveness Fin</i> di Berbagai <i>Fin Pitch</i>	79

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai Koefisien Konveksi.....	28
Tabel 3.1 Komposisi Kimia Baja Struktural ST 37.8	41
Tabel 3.2 <i>Properties</i> Material dari Baja Struktural ST 37.8.....	42
Tabel 3.3 Pembebanan <i>Thermal</i> pada Simulasi.....	47
Tabel 3.4 Detail Perubahan Geometri Awal dengan Geometri Modifikasi	53
Tabel 4.1 Temperatur <i>Inner</i> dan <i>Outter Fin Pitch</i> Modifikasi ...	59
Tabel 4.2 Temperatur <i>Feedwater</i> pada <i>Fin Pitch</i> kurang dari 5 mm.....	60
Tabel 4.3 Temperatur <i>Inner</i> dan <i>Outter Fin Pitch</i> Modifikasi ...	69
Tabel 4.4 Temperatur <i>Feedwater</i> pada <i>Fin Pitch</i> Lebih dari 5 mm	70
Tabel 4.5 Analisis Sensitivitas.....	79

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1. 1. Latar Belakang

PT. Pembangkitan Jawa Bali Unit Pembangkit Gresik yang setiap tahunnya membangkitkan energy listrik rata-rata 12.814 GWh, didukung oleh 3 jenis pembangkitan yang diantaranya adalah PLTU dengan memanfaatkan energy uap, PLTG dengan memanfaatkan tenaga gas alam dan PLTGU yang memanfaatkan sistem daur ganda (*combined cycle*) yaitu pembangkit tenaga gas dan pembangkit tenaga uap yang memanfaatkan panas dari gas buang turbin gas untuk memanaskan air di HRSG sehingga menghasilkan uap tekanan tinggi dan rendah. Uap inilah yang akan mendorong sudu-sudu *steam turbine* sehingga menghasilkan energi mekanis untuk memutar generator dan menghasilkan tenaga listrik yang akan disalurkan ke sistem Jawa – Bali.

PLTGU yang menggunakan system ganda (*combined cycle*) ini terdiri dari 3 unit yang ada di PT. PJB UP Gresik. Pembangkitan Listrik Tenaga Gas Uap memiliki 9 buah *gas turbine* untuk pembangkitan tenaga gas, 3 buah HRSG dan 3 buah *steam turbine* untuk pembangkitan tenaga uap. *Heat Recovery Steam Generator* yang memiliki mekanisme kerja mirip dengan boiler menjadi salah satu bagian penting untuk memanaskan gas buang dari turbin gas untuk kemudian membentuk uap. Yang dimana pada HRSG ini terdiri dari pipa-pipa kecil melintang atau yang disebut dengan tube-tube berbagai bagian yaitu superheater, preheater. Dengan menggunakan *economizer*, air pengisi atau *feedwater* yang berada di dalam *tube* pada boiler akan dipanaskan dengan memanfaatkan panas dari gas sisa turbin gas. Kemudian dengan meningkatnya temperatur air pengisi *economizer*, maka efisiensi dari *economizer* juga akan meningkat. Yang kemudian akan berhubungan pada kebutuhan bahan bakar untuk komponen ini.



Untuk itu diperlukan evaluasi dan modifikasi terhadap kinerja/performa dari *high pressure economizer* agar meningkatkan efisiensi melalui pemodelan dari jarak fin pada *economizer* tersebut untuk mendapatkan performa dari *economizer* agar tidak mengalami kegagalan. Analisis menggunakan metode elemen hingga dapat digunakan untuk memberikan solusi dari permasalahan tersebut. Metode elemen hingga merupakan cara yang sangat baik dalam menentukan tegangan dan defleksi dalam konstruksi yang sulit diselesaikan dengan secara analitik (Dieter, 1993). Salah satu software yang menggunakan prinsip metode elemen hingga adalah ANSYS. Penggunaan simulasi dengan software ANSYS dilakukan karena lebih efisien waktu dan harga (Tayade, 2015). Dalam penelitian ini akan dilakukan analisis distribusi jarak pada desain lama dan desain baru *high pressure economizer* dengan menggunakan software ANSYS/Mechanical APDL Ver 16.0 untuk memperoleh desain yang paling optimal.

1. 2. Perumusan Masalah

Adapun untuk perumusan masalah penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana karakteristik *thermal fin* yang bekerja pada *high pressure economizer*?
2. Bagaimana pengaruh alternatif geometri jarak antar fin terhadap kemampuan distribusi panas pada *high pressure economizer*?

1. 3. Batasan Masalah

Adapun untuk batasan masalah dari penelitian tugas akhir ini adalah seperti:

1. Material yang digunakan pada *high pressure economizer* bersifat homogen
2. Kondisi operasi dari *high pressure economizer* diasumsikan sesuai standard

BAB I PENDAHULUAN



3. Pemasangan dari *high pressure economizer* dianggap sesuai dengan prosedur
4. Tidak melakukan pengujian terhadap kegagalan *high pressure economizer*
5. Perpindahan panas secara radiasi diabaikan
6. Simulasi menggunakan panjang tube kurang lebih sekitar 100 mm

1. 4. Tujuan Penelitian

Untuk tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Menganalisis karakteristik *thermal fin* yang bekerja pada *high pressure economizer*
2. Menganalisis pengaruh alternatif geometri jarak antar fin / *fin pitch* terhadap kemampuan distribusi panas pada *high pressure economizer*

1. 5. Manfaat Penelitian

Manfaat dilakukannya penelitian ini adalah untuk memberikan pembelajaran yang lebih detail dan mendalam terhadap ilmu material dan metalurgi yang kemudian diharapkan dapat menjadi acuan pencegahan terjadinya kembali kegagalan yang serupa pada *high pressure economizer* dikemudian hari



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

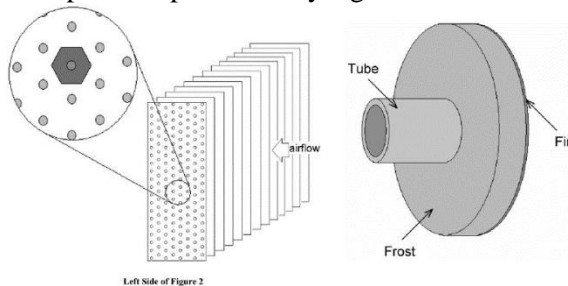
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

(Rich, 1973) melakukan studi/penelitian yang berfokus pada pengaruh dari jarak fin terhadap perpindahan panas dan kinerja gesekan pada empat baris *finned tube heat exchanger*. Penelitian yang dilakukan ini dilakukan pada *multi row fin* dan *tube heat exchanger* menggunakan sembilan buah *coil*. Masing-masing *coil* memiliki empat baris dari *tube* yang menggemparkan pada arah aliran udara. Diameter dari *tube* sebesar 0.525 setelah pemuatan. Jarak *fin* diberbagaimacamkan dari jarak 0 hingga 20.6 *fin* per inchi. Penelitian yang menemukan hubungan antara koefisien perpindahan panas dan faktor gesekan menggunakan jarak antar barisnya dengan berbasis pada bilangan *Reynold*. Dari penelitian tersebut dapat menyimpulkan beberapa hal seperti berikut: (Petracci, et al., 2015)

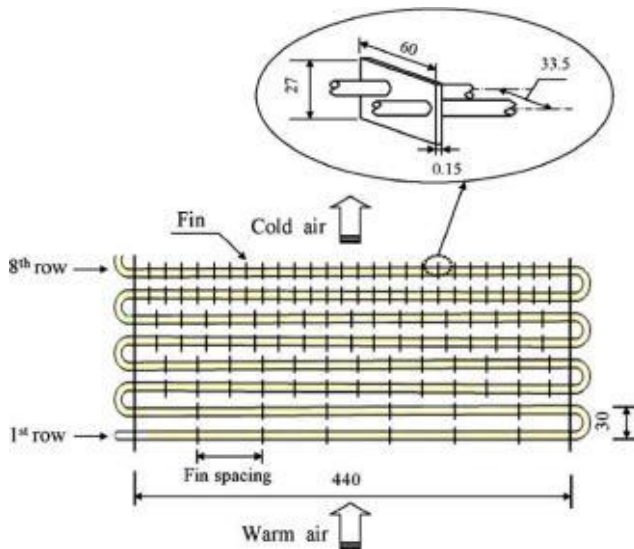
1. Koefisien perpindahan panas pada dasarnya independen dari jarak *fin* antara 3 hingga 21 *fin* per inchi dengan kecepatan massa tertentu
2. Penurunan tekanan dapat dibagi menjadi dua yaitu dua komponen, yang pertama adalah dari *tube* (dari *drag*) dan yang kedua dari *fin* (dari *skin drag*)
3. Faktor gesekan untuk *fin* bersifat independen dari jarak *fin* 3-14 *fin* per inchi pada kecepatan massa tertentu
4. Untuk jarak *fin* kurang dari 14 *fin* per inchi, faktor gesekan untuk *fin* bervariasi serupa untuk mengembangkan aliran diatas plate dimana lapisan batas dipicu pada masing masing baris *tube* daripada mengalir di saluran dengan aliran *fully developed* yang lebih panjang dari lebar *coil*

Dong-Keun Yang (2006) melakukan penelitian untuk mengetahui pengoptimalan dari *heat exchanger* pada keadaan *frosting* dengan metode Taguchi dengan variable yang digunakan adalah jarak antar fin. Yang dimana metode Taguchi ini merupakan suatu permodelan matematika yang digunakan untuk memprediksi perlakuan *frosting* pada *fin tube heat exchanger*. Pemodelan yang digunakan adalah dengan analisis perpindahan panas dan perpindahan massa. Kedua analisis dilakukan diantara udara, fin dan tube dari heat exchanger, juga pada bagian dalam dari frost layer. Kedua analisis ini digabungkan untuk mencerminkan pertumbuhan frost layer dan variasi temperature permukaan yang diberikan fin dan tube.



Gambar 2. 1 Segmen *Tube-Fin* dari *Heat Exchanger* (kiri) dan Penyederhanaan Geometri Melingkar yang Diasumsukan Mendekati Segmen *Tube-Fin*

Heat exchanger yang digunakan memiliki 2 kolom dan 8 baris, dan banyak fin yang melekat pada setiap baris tube. Jarak dari fin dari baris pertama dan kedelapan adalah sebesar 20 mm dan 5mm. Jarak fin pada baris kedua hingga ketujuh akan divariasikan dan dianggap sebagai parameter design. Batas atas dan batas bawah dari besar jarak yang diperbolehkan menjadi *constraint conditions*. Pada Gambar 2.2 dibawah menunjukkan dimensi (mm) pada lebar fin, ketebalan dan juga panjang serta jarak tube antara kedua baris.

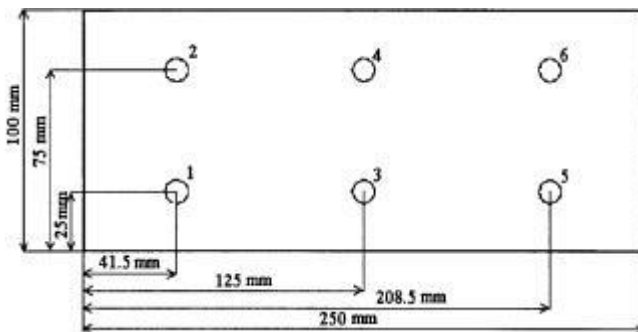


Gambar 2. 2 Skematik pada *Fin Tube Heat Exchanger*

Diperoleh bahwa design optimal *heat exchanger* dapat memaksimalkan rata-rata perpindahan panas yang ditunjukkan dengan response surface metode. Rata-rata perpindahan panas meningkat sebesar 6.3% pada jarak fin sekitar 7.16 mm. Sedangkan apabila menggunakan metode Taguchi rata-rata perpindahan panas meningkat hanya sebesar 5.5% pada jarak fin sekitar 5-10 mm (Yang, et al., 2006)

(Yuncu, 2001) melakukan penelitian untuk menginvestigasi performansi fin pada permukaan horizontal melalui perpindahan panas konveksi. Penelitian yang dilakukan ini menggunakan 15 konfigurasi fin yang berbeda. Dengan panjang fin dan ketebalan fin dijaga pada 100 mm dan 3 mm. Dan jarak fin berkisar dari 4.5 hingga 58.75 mm dan ketinggian fin dari 5 hingga 25 mm. Perbedaan temperatur antara base dengan lingkungan juga diatur dari 30-60 K. Dapat diketahui bahwa peningkatan perpindahan panas akan lebih besar bila permukaan fin tersusun vertical

daripada yang tersusun horizontal. Penelitian ini tersusun dari fibreboard dengan supporting frame dimana susunan fin dipasang. Dimensi dari frame untuk *fibreboard* ini adalah 650, 500 dan 450 mm. Frame diisi dengan *fiber glass wool* untuk menjaga insulasi yang terjadi pada *fibreboard*. Frame ini juga dilapisi oleh *blackcardboard* untuk meminimalisir efek radiasi dari lingkungan. Permukaan depan dari frame dilingkupi oleh sebuah lempeng besi dengan lubang sebesar 110 mm pada bagian tengah. Fiberboard diletakkan pada fram melalui lubang persegi panjang ini, yang memiliki dimensi 250, 200 dan 18 mm dengan ketebalan dinding nya 5 mm. *Heater* dan lempeng dasar yang terbuat dari tembaga dengan konduktifitas termal yang tinggi dipilih dengan ketebalan 2 mm. Penelitian dilakukan pada temperatur yang tetap, ruangan luas tanpa jendela, bebas dari aliran udara sehingga aliran tidak akan terganggu. Selama penelitian, daya input ke *heater*, perbedaan antara temperature base dan lingkungan diukur dengan thermometer *glass* dengan tingkat presisi 1/10. Temperatur lempengan dasar diukur pada 6 titik dengan termokopel tembaga seperti pada gambar 2.4

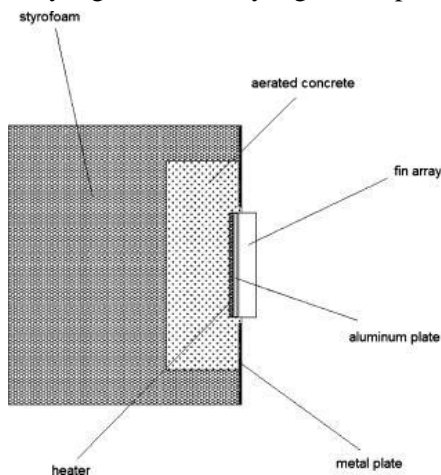


Gambar 2.3 Lokasi Termokopel

Dari hasil penelitian diperoleh bahwa jarak fin optimum bergantung pada ketinggian fin dan perbedaan temperature antara

base dengan lingkungan, tapi ketergantungan ini tidak terlalu kuat. Nilai optimum dari jarak fin dapat diambil pada 7 mm, dengan ketinggian 5 hingga 25 mm dengan panjang fin 100 mm. Selain itu, ditemukan bahwa perpindahan panas pada susunan fin lebih besar ketika susunan nya adalah vertikal (Guvenç & Yuncu, 2001)

Burak; Hufit, (2009) melakukan penelitian untuk menentukan jarak fin optimum pada *rectangular fin* dengan bentuk vertical melalui konveksi bebas. Penelitian ini terdiri dari kasus beton yang diaerasi dan didukung oleh rangka pada beton yang dibentuk. Rangka tersebut diisi dengan Styrofoam untuk mempertahankan isolasi dari beton teraerasi ini. Pelat besi digunakan untuk melingkupi permukaan dari rangka. Pemanas juga digunakan untuk penelitian ini. Diantara pemanas dan pelat dasar diletakkan pelat aluminium dengan ketebalan 3 mm untuk mendistribusi panas yang dimasukan, yang dilihat pada gambar 2.3



Gambar 2. 4 Pengaturan Eksperimen oleh Burak & Hufit

Penelitian menggunakan 30 konfigurasi fin yang berbeda, dengan jarak fin dari 250 hingga 340 mm. Ketebalan fin dibuat tetap 3 mm. Tinggi fin dari 5 hingga 25 mm dan jarak fin yang dimulai dari 5.75 sampai 85.5 mm. Hasil dari penelitian



menunjukkan bahwa laju perpindahan panas konveksi bergantung pada parameter geometri dan perbedaan temperature base to ambient nya. Apabila variable yang digunakan adalah jarak fin, maka laju perpindahan panas akan semakin meningkat dengan adanya tinggi fin dan perbedaan temperature antara tube dan lingkungan. *Fin pitch*, susunan *fin*, tinggi *fin* dan tebal *fin* akan mempengaruhi laju perpindahan panas secara konveksi. Diperoleh bahwa peningkatan laju perpindahan panas berdasarkan tinggi fin 5, 15, dan 25 mm adalah sebesar 37.44, 39.01 dan 41.28 %. Dari ketigapuluh konfigurasi fin yang diuji, jarak fin yang optimum bervariasi antara 10.4 dan 11.9 mm (YAZICUOGLU & YUNCU, 2009)

2.2 Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

HRSG yang merupakan singkatan dari *Heat Recovery Steam Generator* merupakan salah satu equipment ketel uap atau boiler yang menggunakan energ panas sisa dari gas buang sebuah unit turbin gas yang dimanfaatkan untuk memanaskan air kemudian mengubahnya menjadi uap, sehingga uap inilah yang akan digunakan untuk menggerakkan turbin uap. Pada umumnya, *boiler* HRSG tidak dilengkapi pembakar (burner) dan tidak menggunakan konsumsi bahan bakar. Hal ini menyebabkan tidak terjadinya proses perpindahan/penyerapan panas radiasi. Untuk proses perpindahan/penyerapan panas yang terjadi hanyalah konveksi dari gas buang unit turbin gas ke dalam air dan/atau uap melalui elemen-elemen pemanas di dalam ruang HRSG. Sistem pembangkit listrik yang memanfaatkan proses/system ini disebut Pusat Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU). Dimana PLTGU ini menganut siklus kombinasi CCPP atau *Combined Cycle Power Plant*, yang merupakan gabungan dari siklus PLTG yang menerapkan siklus Brayton dan siklus PLU yang menerapkan siklus ideal Rankine. Untuk meningkatkan efisiensi turbin gas yaitu dengan cara menggabungkan siklus turbin gas dengan siklus proses sehingga diperoleh siklus gabungan yang biasa disebut dengan istilah “*Cogeneration*”. Sedangkan untuk meningkatkan efisiensi termal



turbin gas yang digunakan sebagai unit pembangkit listrik (PLTG), siklus PLTG digabung dengan siklus PLTU sehingga terbentuk siklus gabungan yang disebut “*Combined Cycle*” atau Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU).

2.2.1 Fungsi *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG)

Gas buang dari pembakaran di turbin menjadi sumber panas untuk siklus Rankine dari *Combined Cycle*. Uap dihasilkan dari *Heat Recovery Steam Generator*. Panas sisa yang tersedia dari pembakaran turbin gas dapat menghasilkan uap pada temperatur dan tekanan yang tinggi, uap ini kemudian digunakan untuk menghasilkan tenaga dalam turbin uap/pembangkit. HRSG pada umum merupakan sebuah heat exchanger atau komponen penukar panas yang terdiri dari preheater, economizer, evaporator, dan superheater. HRSG menyerap energy panas yang berasal dari aliran gas buang dari turbin pembakaran. Energi panas yang diserap dirubah menjadi energy thermal berupa temperatur dan tekanan uap yang tinggi. Tekanan uap yang tinggi digunakan pada turbin uap untuk menghasilkan energi mekanik rotasi. Poros dari turbine uap terhubung ke sebuah generator listrik yang kemudian menghasilkan daya listrik (Ganapathy, 1996)

2.2.2 Prinsip Kerja *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG)

Sistem kerja HRSG dimulai dengan masuknya gas buang dari hasil proses turbin gas (*open cycle*) ke dalam HRSG. Gas buang yang masuk mempunyai temperatur yang masih tinggi, yaitu sekitar 540°C hingga dapat digunakan untuk memanaskan air dan membentuk uap di HRSG. Di dalam HRSG terdapat pipa-pipa kecil melintang atau yang disebut dengan *tube-tube*. Isinya adalah air, yang nantinya akan dipanasi oleh gas buang yang masuk, sehingga berubah menjadi uap.

Secara umum proses pemanasan air dalam *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) dapat dijelaskan sebagai berikut:

- *Heat Recovery Steam Generator* memiliki bagian utama, yakni: *Preheater, high pressure (HP) economizer primary,*



high pressure (HP) economizer secondary, HP evaporator, low pressure (LP) economizer, primary superheater dan secondary superheater. Dan dibagian atas HRSG stack dilindungi penutup yang dapat disebut weather damper.

- Berawal dari gas buang yang berasal dari turbin gas yang dikeluarkan melalui *exhaust dumper* menuju HRSG saat *combined cycle* berlangsung
- Kemudian gas buang dari turbin gas yang memiliki temperature $\pm 500^{\circ}\text{C}$ dialirkan menuju HRSG dan pertama kali masuk ke bagian *secondary superheater*
- Sedangkan air yang akan dipanaskan menjadi uap untuk membantu operasi dari turbin steam berasal dari kondensor yang kemudian dipompa oleh *Condensor Extraction Pump (CEP)* menuju *preheater HRSG* untuk kemudian dialirkan ke *deaerator*. *Deaerator* itu sendiri berfungsi untuk mengikat gas-gas yang dapat menyebabkan korosi.
- Setelah dari *deaerator*, sumber air selanjutnya dibagi menjadi dua yaitu *low pressure feed water* dan *high pressure feed water*. Dimana masing masing dari *feed water* ini dipompa menuju HRSG menggunakan *Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)* dan *High Pressure Boiler Feed Pump (HP BFP)*.
- Untuk HP feedwater dipompa menggunakan HP BFP menuju HP economizer primary dan HP *economizer secondary* HRSG. Kemudian hasil pemanasan ini akan ditampung di HP drum, yang dimana pada HP drum ini akan terjadi proses pemisahan uap dan air. Namun air ditampung di bagian bawah *drum* untuk disirkulasikan lagi. Setelah terjadi proses pemisahan, air akan dipompa ke HP *evaporator* HRSG untuk diuapkan dengan menggunakan *High Pressure Boiler Circulating Pump (HP*

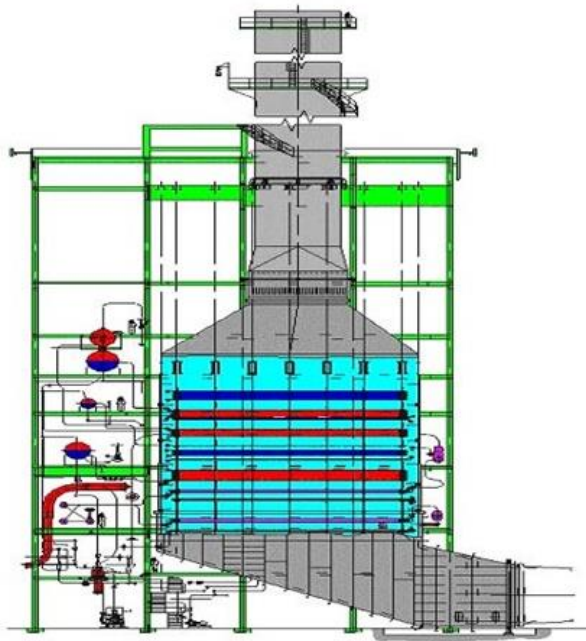


- BCP). Selanjutnya hasil pemanasan ini ditampung kembali di dalam HP *drum* untuk memisahkan air dengan uap.
- Uap dari HP *drum* dipanaskan kembali di dalam *primary* dan *secondary superheater* untuk kemudian dialirkan ke dalam *High Pressure Steam Turbine* (HP ST) untuk proses operasi. Namun sebelumnya uap dari *primary superheater* yang akan menuju *secondary superheater* terlebih dahulu melewati *desuperheater* untuk pengendalian temperatur uap. Fungsinya untuk menaikkan temperature uap kering tersebut hingga menjadi uap *superheat* sebelum digunakan dalam proses *HP steam turbin*, diantara *Primary Superheater* dan *Secondary Superheater* terdapat *Desuperheater* yang berfungsi untuk mengatur temperatur , dimana temperarur *HP steam* dijaga pada set 507°C. menghindari temperatur lebih atau kurang
 - Untuk LP *Feedwater* dari *dearator* dipompa oleh LP BFP menuju LP *economizer* HRSG untuk pemanasan dan kemudian ditampung di dalam LP *drum*.
 - Di dalam LP *drum* terjadi pemisahan uap dengan air. Air dipompa kembali menuju LP *evaporator* (HRSG) untuk diuapkan dengan *low pressure boiler circulating pump* (LP BCP), selanjutnya hasil pemanasan itu ditampung kembali di dalam LP *drum*, untuk uap langsung dialirkan menuju *low pressure steam turbine* (LP ST) untuk proses operasi (Ismail, et al., 2014)

2.2.3 Komponen Utama *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG)

Bagian-bagian HRSG adalah bagian per bagian dalam bentuk jadi (*pre-assembled*) yang telah dikerjakan di bengkel pabrikan dan diangkut ke tempat pemasangan. Kemudahan pemasangan bagian-bagian modular di lapangan dan melakukan pengerjaan bagian-bagian sebanyak mungkin di bengkel pabrik akan meningkatkan mutu peralatan dan

mempercepat waktu pemasangan konstruksi. Kemudian untuk komponen-komponen utama yang berada pada *Heat Recovery Steam Generator* ini diantaranya adalah sebagai berikut sesuai dengan keterangan pada gambar:



Gambar 2.5 *Heat Recovery Steam Generator*

1. *Superheater*

Superheater adalah peralatan yang berfungsi untuk menaikkan temperature uap jenuh sampai menjadi uap panas lanjut sesuai dengan kebutuhan untuk menggerakkan turbin. Karena uap yang terbentuk dari pemanasan didalam pipa-pipa di ruang bakar berada dalam wujud jenuh maka uap yang demikian jika digunakan akan



diekspansikan dalam turbin, akan menimbulkan pengembunan yang cepat. *Superheater* dibagi menjadi 2 yaitu *superheater* konveksi dan *superheater* radiasi-konveksi. Prinsip *superheater* konveksi sama seperti *economizer*, yakni menyerap panas gas bekas yang melewati *superheater*. Kenaikan temperature uap akan terjadi pada tekanan tetap sampai akhirnya gas sisa tersebut meninggalkan *superheater*.

2. *Preheater*

Preheater adalah peralatan yang berfungsi untuk menaikkan temperature uap dari turbin tekanan tinggi untuk dipanaskan ulang sesuai dengan kebutuhan untuk menggerakkan turbin ke tingkat tekanan yang berikutnya. Uap yang telah digunakan untuk memutar turbin tekanan tinggi (*HP turbine*) mengakibatkan tekanan dan temperaturnya menurun. Kemudian dengan memanfaatkan gas sisa maka uap tersebut dipanaskan ulang untuk menaikkan temperature dan tekanannya menjadi lebih tetap, sehingga mendapatkan entalpi yang lebih tinggi.

Efisiensi termis suatu instalasi akan naik apabila menggunakan uap panas lanjut. Dengan menggunakan uap basah, akan menimbulkan erosi pada sudu-sudu turbin.

3. *Evaporator*

Evaporator atau yang biasa dikenal juga dengan *Tube Wall*, terdapat air yang bersirkulasi dari boiler drum melalui *down comer* dan *low header*. Panas yang dihasilkan dari proses pembakaran didalam furnace sebagian diberikan kepada air yang ada didalam tube wall sehingga air berubah menjadi uap. Selain berfungsi untuk membuat air menjadi uap, tube wall juga mencegah penyebaran panas dari dalam furnace ke udara luar dan untuk menjamin agar panas tersebut tidak terbuang ke udara luar melewati *tube wall*,

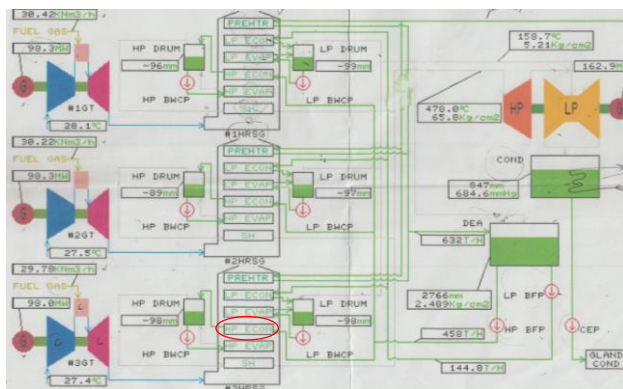


maka dibalik *tube wall* (arah udara luar) dipasang dinding isolasi yang terbuat dari mineral fiber.

Sedangkan pada *down comer* merupakan pipa yang berukuran besar, menghubungkan bagian bawah boiler drum dengan *lower header*. *Down comer* tidak terkena panas secara langsung dari ruang bakar. Dan untuk menghindari kerugian panas yang terbuang pada *down comer*, maka *down comer* diberikan isolasi.

4. *Economizer*

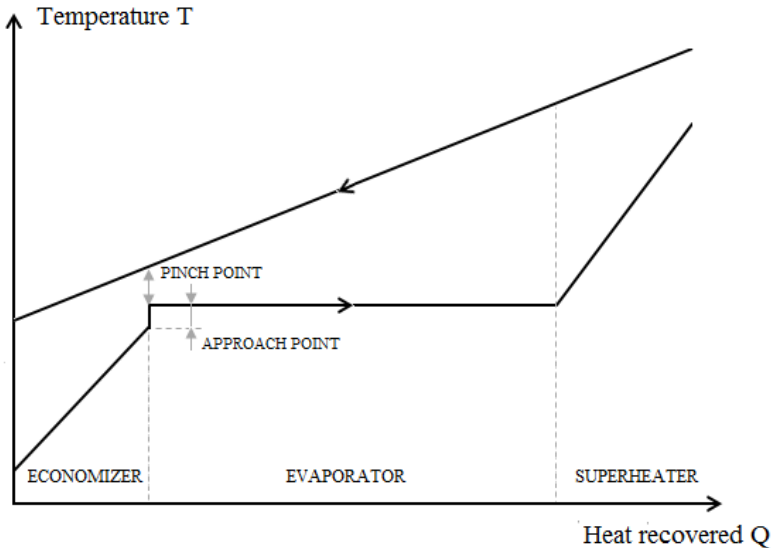
Economizer terdiri dari pipa-pipa air yang ditempatkan pada gas asap sebelum meninggalkan ketel. Pipa-pipa *economizer* dibuat dari bahan baja atau besi tuang yang mampu menahan panas dan tekanan tinggi. Dengan menggunakan *economizer*, efisiensi *thermos* ketel menjadi meningkat, diperkirakan penghematan pemakaian bahan bakar dapat berkurang 1% setiap kenaikan temperature air pengisis 5°C . Agar pemakaian ruangan kecil, maka permukaan pipa-pipa biasanya dibuat polos (licin) dan berliku juga dipasang horizontal serta sejajar satu sama lain dalam saluran gas buang. Penyerapan panas dari gas-gas kepada air akan lebih bermanfaat bila gas asap mengalir ke bawah dan air mengalir berliku-liku keatas (Anonymous, 2000)



Gambar 2. 6 Letak High Pressure Economizer di PT PJB UP Gresik

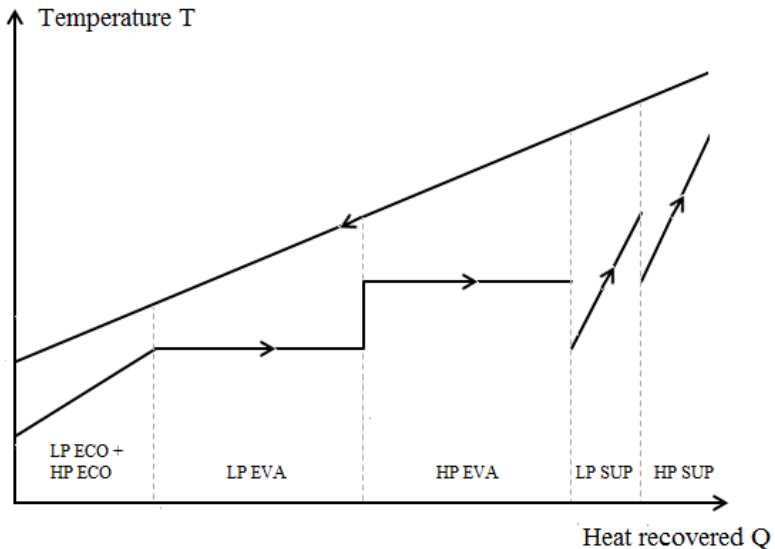
2.3 Profil Temperatur dan Level Tekanan

Gambar 2.7 menunjukkan profil gas buang dan temperatur uap di dalam HRSG yang terdiri dari *superheater*, *evaporator*, dan *economizer* dan beroperasi pada tekanan tunggal. Temperatur gas buang yang masuk secara alami tergantung pada aplikasi, namun gas buang dari mesin *fourstroke reciprocating* untuk aplikasi *diesel power plant* memasuki *boiler* biasanya pada temperatur 320 – 450 °C. Uap yang dihasilkan pada tekanan 5 – 30 bar dengan *feed water* selalu pada temperatur 105°C. Dapat dilihat pada Gambar 2.2, temperatur uap dan tekanan dibatasi oleh profil temperatur gas buang. Berdasarkan ini, tekanan uap yang dialami di dalam HRSG sekitar 30 bar dengan temperatur uap maksimum yang selalu ditentukan oleh temperatur gas buang yang masuk.



Gambar 2.7 Profil Gas Buang dan Temperatur Uap dalam
Single-Pressure Boiler (Laaksonen, 2015)

Jumlah total panas yang *ter-recover* dapat ditingkatkan dalam beberapa kasus melalui penataan permukaan perpindahan panas. Opsi ini diilustrasikan pada Gambar 2.7, di mana *high pressure* dan *low pressure superheaters* dan *evaporator* dipasang berurutan dan *boiler* menggunakan *economizer* yang *feed* untuk kedua *high pressure* dan *low pressure evaporators*. Susunan ini memungkinkan gas buang didinginkan lebih jauh dibandingkan dengan sistem *single-pressure boiler* yang diilustrasikan pada Gambar 2.7.



Gambar 2.8 Profil Gas Buang dan Temperatur Uap dalam *Dual-Pressure Boiler* dengan Mengatur Ulang Permukaan Perpindahan Panas dan *Economizer* (Laaksonen, 2015)

Temperatur permukaan *tube* juga merupakan faktor penting untuk dipertimbangkan ketika memilih bahan untuk *tube*. Menurut Rayaprolu (2009), temperatur di permukaan *tube* adalah sekitar 10°C lebih tinggi dari temperatur rata – rata cairan yang mengalir di dalam *economizer* dan *evaporator tube*. Untuk *superheater*, temperatur permukaan *tube* adalah sekitar 35°C lebih tinggi dari temperatur uap rata – rata dalam *tube*. (Laaksonen, 2015)

2.4 Desain *Economizer*

Economizer mencakup pengaturan dari *tube-tube* melalui *feedwater* yang dilewatkan sebelum memasuki boiler. Gas pembakaran akan meninggalkan boiler secara konveksi melewati *tube*. *Feedwater* memiliki temperature yang lebih rendah bila dibandingkan dengan uap dari boiler, perpindahan panas menjadi lebih efektif di titik ini bila dibandingkan dengan permukaan



boiler secara konveksi. *Economizer* dapat dibuat dari besi cor atau tube besi. (Teir & Jokivouri, 2002)

Economizer adalah alat pemindah panas berbentuk tubular yang digunakan untuk memanaskan air boiler sebelum masuk ke steam drum. *Economizer* yang merupakan sejenis alat penukar panas aliran silang dimana panas dipindahkan dari gas buang (hasil pembakaran) ke air pengisian (*feed water*) yang sedang masuk pada *tube boiler*. Penyerapan di *economizer* ini juga dapat meningkatkan efisiensi boiler. *Economizer* yang umumnya terletak dibagian akhir *superheater*, *reheater* dan pemanas udara (*air heater*). Fungsi dari *economizer* sebagai pemanas awal *feedwater* sebelum masuk kedalam *steam drum* dimana panas yang diperoleh dari gas buang diserap oleh dinding-dinding pipa *economizer* untuk memanaskan air dalam pipa sehingga air tersebut menjadi *saturated*.

Biro Efisiensi Energi (2004) menyatakan bahwa sebuah *economizer* dapat dipakai untuk memanfaatkan panas gas buang untuk pemanasan awal air umpan boiler. Setiap penurunan 220°C suhu gas buang melalui *economizer* atau pemanas awal terdapat 1% penghematan bahan bakar dalam boiler. Setiap kenaikan 60°C air umpan melalui *economizer* atau kenaikan 200°C suhu udara pembakaran melalui pemanas udara terdapat 1% penghematan bahan bakar dalam boiler.

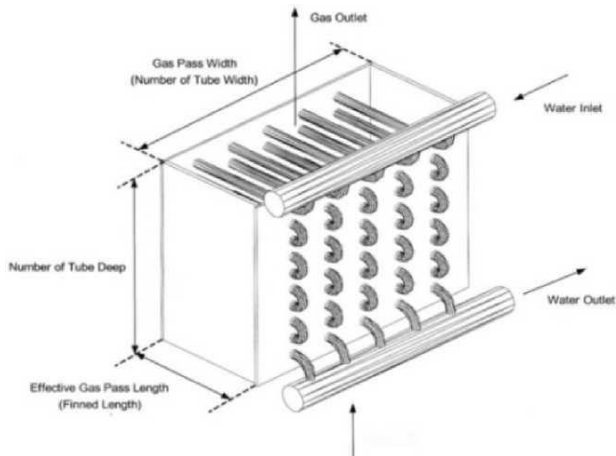
Kinerja *economizer* ditentukan oleh fluida yang mempunyai koefisien perpindahan panas yang rendah yaitu gas. Kecepatan perpindahan panas dapat ditingkatkan dengan cara meningkatkan koefisien perpindahan panas total dengan cara mengatur susunan *tubing*/properti *fin* dan meningkatkan luas kontak perpindahan panas. Respon yang dihasilkan oleh *economizer* adalah efektifitas perpindahan panas dan biaya operasi.

Efektifitas perpindahan panas adalah besarnya energi yang dapat diambil dari total jumlah energi yang dapat diserap. Semakin besar efisiensi perpindahan panas pada *economizer*, maka panas gas sisa yang diambil akan semakin banyak.

Semakin besar efektivitas perpindahan panas yang terjadi, maka alat tersebut semakin efisien.

Respon yang optimum diperoleh menggunakan perancangan faktor yang mempengaruhi kinerja *economizer* sebagai berikut:

- Diameter luar *tubing*, yaitu besarnya diameter *tube* yang digunakan dalam menyusun *economizer*. Semakin besar diameter *tube* akan mengakibatkan efektifitas perpindahan panas semakin berkurang.
- Transversal spacing*, yaitu menyatakan jarak antar *tube* sejajar ke arah lebar *economizer*. Semakin lebar jarak antar *tube* mengakibatkan proses induksi panas dalam *economizer* semakin berkurang, sehingga efektifitas perpindahan panas menurun.
- Kerapatan *fin*, yaitu banyaknya *fin* tiap inci yang dapat disusun untuk menggabungkan beberapa *tube* dalam *economizer*. Semakin banyak *fin* yang tersusun akan mengakibatkan perpindahan panas tidak efektif karena jarak antar *tube* yang semakin jauh.



Gambar 2. 9 Penampang *Economizer* (Akbar, et al., 2009)



2.5 Elemen-elemen Pengkonstruksi *Economizer*

Secara umum *economizer* terkonstruksi atas bagian-bagian yang hampir sama dengan alat penukar panas lainnya dimana bagian-bagian tersebut mempunyai tugas dan fungsi yang berbeda. Adapun tersebut adalah sebagai berikut :

1. *Shell*

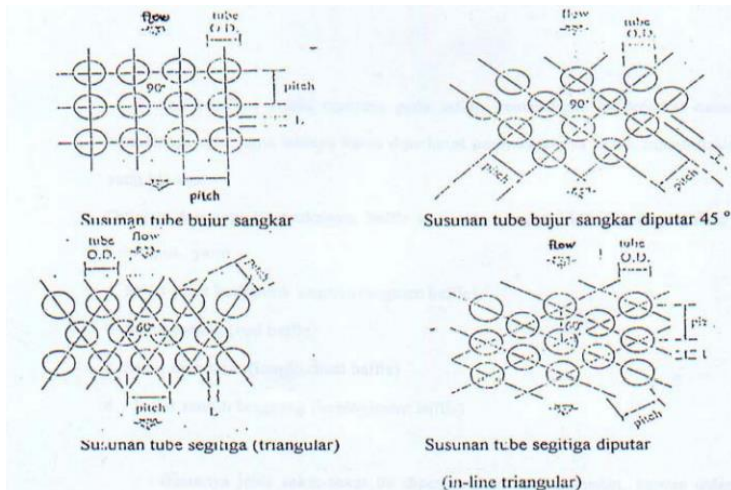
Shell adalah bagian dari *economizer* dan merupakan rumah untuk *tube* dan *header*. Antara *tube* dan *header* terdapat fluida yang menerima atau melepaskan panas sesuai dengan proses yang terjadi

2. *Tube*

Tube dapat dikatakan sebagai urat nadi pada proses perpindahan panas. Didalam dan diluar *tube* mengalir fluida. Fluida yang mengalir tersebut mempunyai kapasitas, temperature, tekanan, density serta jenis yang berbeda. Untuk mempertahankan posisi *tube* dan mencegah terjadinya getaran maka *tube* itu ditahan dengan sekat atau baffle. *Tube* juga harus mampu memindahkan panas antara fluida didalam *tube* dan fluida diluar *tube*. Beberapa persyaratan yang harus dipenuhi dalam pengkonstruksi *tube* adalah:

- a. Kemampuan memindahkan panas yang tinggi.
- b. Daya tahan terhadap panas.
- c. Daya tahan terhadap korosi
- d. Daya tahan terhadap erosi.

e. Mempunyai sifat plastik yang baik Susunan *tube* alat penukar panas dapat dilihat pada Gambar 2.10 dibawah ini:



Gambar 2. 10 Susunan *Tube* Alat Penukar Panas

Kemampuan untuk melepas atau menerima panas suatu alat penukar panas dipengaruhi oleh besarnya luas permukaan. Besarnya luas permukaan itu bergantung dari panjang, ukuran dan jumlah *tube* yang digunakan pada alat tersebut.

3. *Baffle* atau sekat

Baffle atau sekat yang dipasang pada *economizer* mempunyai beberapa fungsi yaitu :

- Struktur untuk menahan *tube* ataupun mempertahankan posisi *tube*.
- Sebagai penahan atau mencegah terjadinya getaran pada *tube*.
- Sebagai alat pengontrol atau mengalirkan aliran fluida yang mengalir diluar *tube*.

Fungsi tersebut selalu menyatu pada setiap pemasangan *baffle* / sekat namun adakalanya satu sama lainnya harus diperketat



persyaratannya untuk tujuan-tujuan yang khusus. Ditinjau dari segi konstruksinya, *baffle* atau sekat dapat diklasifikasikan dalam 4 kelompok yaitu :

- a. Sekat plat berbentuk segmen (*segment baffle*)
- b. Sekat batang (*rod baffle*)
- c. Sekat mendatar (*longitudinal baffle*)
- d. Sekat sentuh langsung (*impingement baffle*) Biasanya jenis sekat-sekat ini dipergunakan secara mandiri, namun dalam hal keperluan khusus dapat dikombinasikan jenis yang satu dengan jenis lainnya.

2.6 Fin Tube

Pada umumnya *fin* biasa digunakan dalam penukar permukaan yang diperpanjang. *Fin tube heat exchanger* yang konvensional sering mencirikan perbedaan yang cukup besar antara koefisien perpindahan panas dari cairan. Pada *exchanger* dari gas hingga cairan, koefisien perpindahan panas dari cairan umumnya memiliki besar yang lebih tinggi daripada gas. Untuk mengurangi ukuran dari *heat exchanger*, *fin* biasanya digunakan pada sisi gas untuk meningkatkan luas permukaan dan laju perpindahan panas diantara permukaan *heat exchanger* dan lingkungan. Konduksi terjadi melalui penampang *fin* dan konveksi terjadi diatas luas permukaan *fin* dan disekitar *fin* tersebut. Ketika ini menjadi lebih panas daripada fluida yang terkena maka temperature permukaan *fin* umumnya akan lebih rendah daripada temperature permukaan. Bila panas dialirkan melalui konveksi dari *fin* menuju cairan yang *ambient*, temperature dari permukaan *fin* akan lebih tinggi daripada temperature dasar *fin*, yang pada gilirannya mengurangi perbedaan temperature dan perpindahan panas melalui *fin*. *Exchanger* dengan *fin* juga digunakan ketika satu aliran fluida pada tekanan yang tinggi. Besarnya temperature dibatasi oleh jenis material penyusun *fin*. Hal diatas menjelaskan bahwa *fin*

tube heat exchanger digunakan untuk system thermal yang berbeda untuk aplikasi dimana energy panas berubah diantara media yang berbeda pula.



Gambar 2. 11 Penampakan *Fin Tube* (Wais, 2012)

2.7 Standard Fin Pitch

Pada penelitian kali ini, variabel dependen yang digunakan adalah jarak antar fin atau fin pitch. Kemudian dalam menentukan variasi dari variabel dependen ini, maka digunakan International Standard seperti pada Gambar 2.11 dengan selanjutnya menyesuaikan spesifikasi pada Gambar 2.12 dengan besar diameter *tube* dari *high pressure economizer* ini sebesar 31.8 mm



Criteria		Fintube Technologies, Inc. Standard	International Standard
FIN DETAIL 	sub= Serr/uncut base	$= 0.25" (6\text{mm}) \pm 0.07" (1.7\text{mm})$	$= 0.27" (7\text{mm}) \pm 0.12" (3\text{mm})$
	sw= segment width	$\pm .010" (0.025\text{ mm})$	$\pm 0.03" (0.8\text{ mm})$
	fh= fin height tolerance	$\pm 0.03" (0.8\text{ mm})$ for fin heights $\leq 0.79"$ $\pm 0.04" (1.0\text{ mm})$ for fin heights $> 0.79"$	$\pm 0.04" (1.0\text{ mm})$
	ul= unwelded length at the ends of finned sections	not to exceed $\frac{1}{2}"$	
SPACING FIN PITCH 		$\pm 2\%$ measured over at least 12" (300 mm) of welded fins	$-2\% + 5\%$ measured over at least 12" (300 mm) of welded fins
FIN INCLINATION 	fin heights $\leq 0.79"$ (20mm)	5° maximum	maximum 10°
	fin heights $> 0.79"$ (20mm)	10° maximum	
FIN CORRUGATION 		maximum 3 x t excluding weld expulsion (t = nominal thickness)	maximum 3 x t (t = nominal thickness)
SERRATED FIN APPARENT THICKNESS (DEGREE OF TWIST) 		1.75 x t maximum (t = nominal thickness)	2 x t maximum (t = nominal thickness)

Copyright © 2002 Fintube Technologies, Inc.

- 6 -

Gambar 2.12 Kriteria untuk *Fin Spacing*
(*Fintube Technologies*)



TUBE O.D.		FIN THICKNESS		MAXIMUM FIN HEIGHT		FINS PER METER		FINS PER INCH	
mm	inch	mm	inch	mm	inch	Min.	Max. *	Min.	Max.
25.4	1.000	0.90-2.60	0.036-0.102	13	0.5	79	276	2	7
26.7	1.050	0.90-2.60	0.036-0.102	13	0.5	79	276	2	7
31.8	1.250	0.90-2.60	0.036-0.102	13-16	0.5-0.625	79	276	2	7
33.4	1.315	0.90-2.60	0.036-0.102	13-16	0.5-0.625	79	276	2	7
38.1	1.500	0.90-2.60	0.036-0.102	16	0.625	39	276	1	7
42.2	1.660	0.90-2.60	0.036-0.102	15-19	0.625-0.750	39	276	1	7
44.5	1.750	0.90-2.60	0.036-0.102	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
48.3	1.900	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
50.8	2.000	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
57.1	2.250	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
60.3	2.375	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
63.5	2.500	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
73.0	2.875	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
76.2	3.000	0.90-3.00	0.036-0.134	19-22	0.750-0.875	39	276	1	7
88.9	3.500	0.90-3.00	0.036-0.134	22-25	0.875-1.000	39	276	1	7
101.6	4.000	0.90-3.00	0.036-0.134	22-25	0.875-1.000	39	276	1	7
114.3	4.500	0.90-3.00	0.036-0.134	22-25	0.875-1.000	39	276	1	7
127.0	5.000	0.90-3.00	0.036-0.134	22-25	0.875-1.000	39	276	1	7
141.3	5.563	0.90-3.00	0.036-0.134	25	1.000	39	276	1	7
152.4	6.000	0.90-3.00	0.036-0.134	25-32	1.000-1.250	39	276	1	7
168.3	6.625	0.90-3.00	0.036-0.134	25-32	1.000-1.250	39	276	1	7
219.1	8.625	0.90-3.00	0.036-0.134	25-32	1.000-1.250	39	276	1	7

Gambar 2.13 Spesifikasi *Fin* untuk diameter *tube* sebesar 31.8 mm

2.8 Perpindahan Panas

Analisis dari perpindahan panas pada permukaan fin melibatkan penyelesaian persamaan differensial orde kedua dan biasa terdapat pada subyek yang dijadikan penelitian meliputi koefisien perpindahan panas sebagai fungsi temperature dari dimensi geometri. Untuk menganalisis permasalahan, dapat dianggap asumsi yaitu dari Murray (1983) dan Gardner (1945) yang disebut asumsi Murray-Gardner (Kraus et al. 2001) yang sebagai berikut:

1. Laju panas pada *fin* dan temperaturnya tetap konstan dengan waktu
2. Material penyusun *fin* bersifat homogen, konduktifitas thermalnya terdapat disegala arah dan besarnya konstan
3. Perpindahan panas konvektif pada permukaan fin konstan dan sama diseluruh permukaan fin
4. Temperatur dari media sekitar *fin* adalah *uniform*



5. Ketebalan *fin* kecil, apabila dibandingkan dengan panjang dan tinggi nya, maka gradien temperature yang melalui ketebalan fin dan perpindahan panas dari tepi *fin* dapat diabaikan
6. Temperatur di dasar *fin* bersifat *uniform*
7. Tidak ada sumber panas dari *fin* itu sendiri
8. Perpindahan panas dari ataupun ke *fin* sebanding dengan kelebihan temperature antara *fin* dan media sekitarnya
9. Radiasi perpindahan panas dari/ke *fin* diabaikan

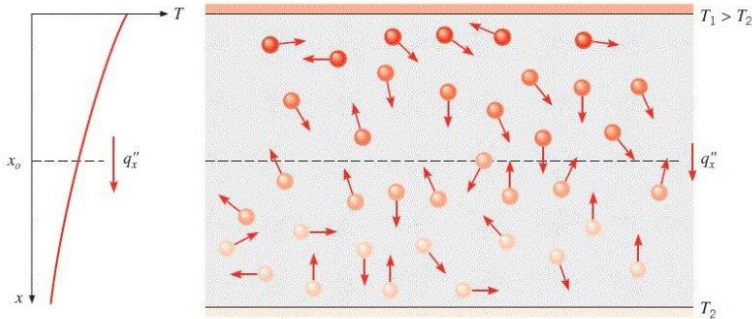
Pada umumnya, perpindahan panas didalam *fin* mengalir secara konduksi dan proses pertukaran panas antara fin dan lingkungan mengalir secara konveksi (Wais, 2012)

Perpindahan panas dapat melalui 3 cara yaitu adalah konduksi, konveksi dan radiasi:

1. Konduksi

Merupakan perpindahan panas dari suatu bagian pada temperature yang lebih tinggi ke bagian lain pada daerah yang sama dengan temperature yang lebih rendah, atau juga dapat dilihat sebagai perpindahan energy dari partikel yang memiliki energy lebih banyak menuju ke partikel yang kurang energy. Proses konduksi ini berlangsung pada tingkat sebuah molekul. Hal ini dapat divisualisasikan dalam gas yang menempati ruang diantara dua permukaan yang dipertahankan pada temperature yang berbeda. Pada suatu temperature memiliki energy dari molekul gas yang berhubungan dengan gerak translasi acak, dimana molekul akan lebih energik apabila berada di temperature yang tinggi. Energy kinetik rata-rata molekul pada temperatur yang lebih tinggi bila dibandingkan pada temperature lebih rendah, adalah lebih besar. Dengan adanya perbedaan

temperatur, transfer energy melalui cara konduksi akan berlangsung dengan menurunnya temperatur.



Gambar 2.14 Perpindahan Panas Konduksi Melalui Difusi Energi dari Aktivitas Molekul (Incropera & Dewitt, 1995)

Dari gambar diatas dapat terlihat transfer yang terjadi dari temperature yang tinggi menuju temperature yang rendah. Bidang hipotetis pada x_0 menjadi batasan bagi molekul yang beredar dibagian atas dan bawahnya secara acak. Namun, pada bagian atas dari bidang tersebut, merupakan molekul dengan temperature yang lebih tinggi daripada yang ada dibawah. Hal ini berlaku juga untuk cairan yang terdiri dari molekul dengan jarak yang lebih dekat interaksi antar molekul nya lebih kuat. Sedangkan pada padatan yang memiliki konduktifitas terhadap listrik yang baik, kontribusi utama untuk transfer energy yang terjadi adalah dari gerakan electron secara bebas yang bergerak dengan cara yang mirip dalam molekul gas.

Dimana untuk menghitung besar laju perpindahan panas dapat diformulasikan sebagai berikut:

$$qx'' = -k \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots (2.1)$$



Dimana q_x'' dalam satuan W/m^2 merupakan laju perpindahan panas pada arah x per satuan daerah yang tegak lurus dengan transfer. dT/dx adalah perubahan temperature pada arah x . Dan nilai k merupakan konduktifitas thermal ($W/m.K$) sesuai dengan karakteristik material masing-masing. Tanda minus menunjukkan bahwa panas mengalir pada arah yang dimana temperature nya berkurang. Dalam kondisi *steady state*, distribusi temperature nya menjadi linear, dengan:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \dots \dots \dots (2.2)$$

Dengan heat flux nya menjadi:

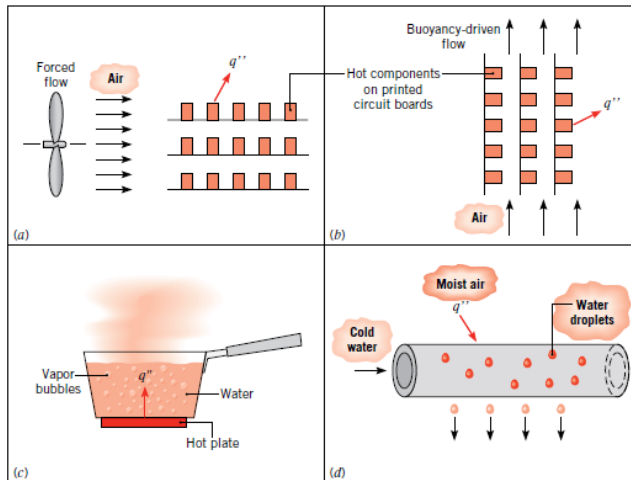
$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} \dots \dots \dots (2.3)$$

Catatan bahwa persamaan ini memberikan *heat flux*, yaitu laju perpindahan panas per satuan luas. Laju panas oleh konduksi, q_x (W), melalui sebuah dinding bangun datar dengan luasan A menghasilkan *flux* dan luas, $q_x = q_x'' \cdot A$. (Incropera & Dewitt, 2011)

2. Konveksi

Merupakan perpindahan panas yang berhubungan pada gerakan permukaan yang terikat menuju ke fluida yang mengalir. Perpindahan panas secara konveksi terdiri dari dua mekanisme : *random molecular motion* (difusi) dan *bulk* atau *macroscopic motion* fluida. *Advection* merupakan transfer panas karena gerakan fluida, sedangkan konveksi merupakan gabungan dari proses difusi dan *advection*.

Dimana gerakan dari fluida yang mengalir dapat disebabkan oleh pompa, blower, fan, atau perangkat lainnya yang prosesnya dapat disebut dengan *forced convection*. Apabila gerakan dari fluida yang mengalir terjadi sebagai akibat dari perbedaan densitas yang dihasilkan oleh perbedaan temperature, disebut sebagai *free convection*.



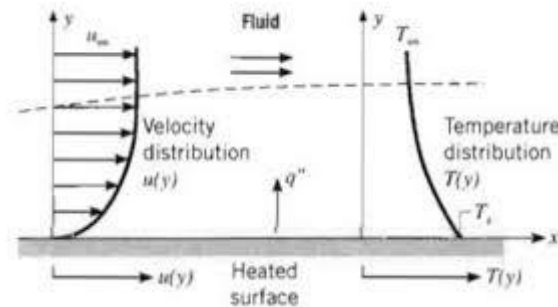
Gambar 2.15 Perpindahan Panas Secara Konveksi. (a) *Forced Convection*. (b) *Natural Convection*. (c) *Boiling*. (d) *Condensation*

Dalam proses konvektif yang melibatkan transfer panas dari batas permukaan yang terkena aliran fluida yang mengalir, dapat diketahui heat flux dari proses konveksi yaitu sebagai berikut:

$$q'' = h(T_w - T_f) \dots \dots \dots (2.4)$$

dimana q'' merupakan heat flux (W/m^2), T_w merupakan temperature permukaan, dan T_f adalah temperature dari fluida tertentu yang mengalir pada system. Sedangkan h merupakan koefisien perpindahan panas konveksi (sesuai dengan fluida yang mengalir). Apabila hasil yang ditunjukkan negative, maka

panas mengalir dari lingkungan menuju ke permukaan dengan ($T_w > T_f$).



Gambar 2.16 Pengembangan Lapisan Batas untuk Perpindahan Panas secara Konveksi (Incropera & Dewitt, 1995)

Dari gambar pengembangan lapisan batas untuk konveksi yang menjadi gambaran untuk aliran fluida pada permukaan yang terkena panas. Ini terjadi diantara pergerakan fluida dan permukaan ketika adanya perbedaan temperature. Interaksi dari permukaan fluida adalah pengembangan dari area yang kecepatannya bervariasi dari 0 hingga nilai yang tidak terhingga U_{∞} atau yang dapat disebut juga dengan *boundary layer*. Apabila permukaan dan aliran temperature berbeda, akan ada area dari fluida yang melalui berbagai temperature dari T_w di $y=0$ hingga T_f yang ada diluar aliran. Area ini dapat disebut dengan *thermal boundary layer*, yang besarnya bias lebih besar, lebih kecil atau sama dengan kecepatan yang bervariasi. Pada kasus ini, apabila $T_w > T_f$ maka perpindahan panas konveksi akan terjadi antara permukaan dan aliran luarnya.

Dapat dilihat pada Tabel 2.1, yaitu nilai – nilai koefisien perpindahan panas secara konveksi. Ketika persamaan 2.5 digunakan, *convection heat flux* dianggap positif jika panas ditransferkan dari permukaan ($T_s > T_{\infty}$) dan negatif jika panas



ditransfer menuju permukaan ($T_s < T_\infty$). Berarti persamaan yang digunakan jika perpindahan panas yang terjadi menuju permukaan adalah sebagai berikut :

$$q'' = h(T_\infty - T_s) \quad (2.5)$$

Tabel 2. 1 Nilai Koefisien Konveksi

Mode	W/m ² .°C	Btu/hr ft ² °F
<i>Air, Free Convection</i>	4 – 28	0.7 – 5
<i>Air, Forced Convection</i>	4 – 570	0.7 – 100
<i>Water, Free Convection</i>	284 – 1,500	50 – 265
<i>Water, Forced Convection</i>	284 – 17,000	50 – 3,000
<i>Water, Boiling</i>	2840 – 57,000	500 – 10,000
<i>Steam, Condensing</i>	5680 – 113,000	1,000 – 20,000

(Vlachopoulos & Strutt, 2002)

Medium yang homogen dan distribusi temperatur $T(x, y, z)$ dinyatakan dalam koordinat Cartesius. Distribusi temperatur pada volume tertentu dinyatakan dalam persamaan hukum konversi energi termal sebagai berikut

$$\rho C_p \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} \quad (2.6)$$

Di mana:

ρ = densitas medium

c_p = *specific heat* medium

k = konduktivitas termal medium

\dot{q} = laju panas yang timbul per unit volume medium



$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t}$ = laju dari waktu perubahan dari energi termal per unit volume

$k \frac{\partial T}{\partial x}, k \frac{\partial T}{\partial y}, k \frac{\partial T}{\partial z}$ = laju perpindahan panas per unit area (*heat flux*)
pada koordinat x, y, z

Persamaan (2.6) merupakan bentuk umum dari persamaan difusi panas. Untuk perpindahan secara konduksi, persamaan *heat flux* lebih umum dinyatakan dalam hukum Fourier:

$$\{q''\} = -k \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -k \nabla T \dots\dots\dots (2.6a)$$

Tanda negatif menandakan panas selalu berpindah menuju temperatur yang lebih rendah.

Sehingga persamaan (3.1) dapat disederhanakan menjadi

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot \{q''\} + \dot{q} \dots\dots\dots (2.6b)$$

Untuk *heat flux* permukaan

$$-k \nabla T = q'' \quad \text{untuk } \textit{heat flux} \dots\dots\dots (2.6c)$$

Untuk kondisi permukaan konveksi

$$-k \nabla T = h [T_{\infty} - T_{(x,y,z,t)}] \dots\dots\dots (2.6d)$$

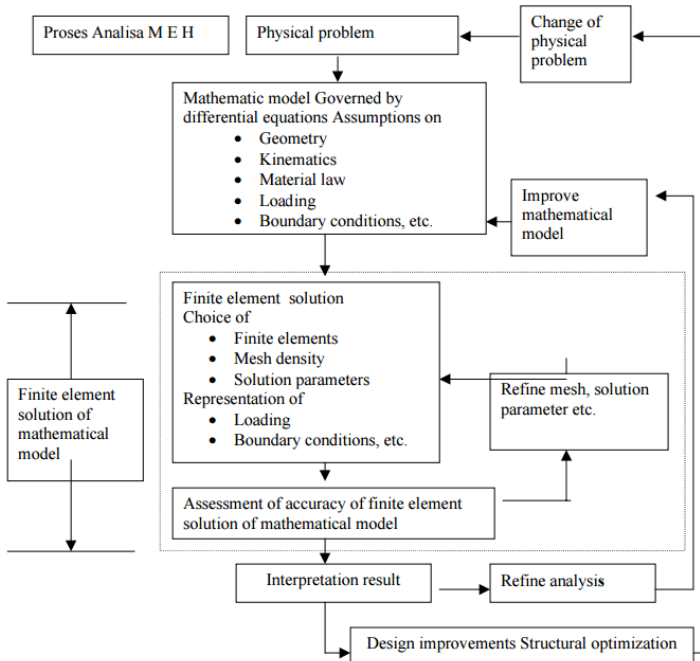
Di mana:

h = koefisien konveksi

T_{∞} = Temperatur sekitar



2.9 Metode Elemen Hingga



Gambar 2.17 Proses Pengerjaan pada Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga merupakan metode numerik dengan basis komputasi untuk memecahkan persoalan pada bidang *engineering*. Geometri akan dibagi menjadi elemen-elemen yang lebih kecil di mana masing-masing elemen *node* yang digunakan untuk mewakili nilai variabel (contohnya, temperatur, tegangan dan perpindahan panas) yang membawahi elemen fungsi interpolasi (disebut juga fungsi aproksimasi). Persamaan matriks menjabarkan sifat-sifat setiap elemen. Hal tersebut ditentukan dengan menggunakan salah satu dari tiga pendekatan, yaitu; pendekatan langsung, pendekatan variasional, atau pendekatan *weighted residual*. Setiap persamaan matriks digabungkan untuk



menemukan persamaan sistem secara keseluruhan. Nilai nodal dari variabel lapangan dimasukkan pada persamaan sistem. Nilai nodal yang tidak diketahui dari masalah akan diperoleh dengan menyelesaikan persamaan sistem. Masalah teknik yang umum ditangani oleh Metode Elemen Hingga antara lain adalah: struktural, termal, aliran fluida, listrik, magnet, kebisingan akustik dan lain - lain.

2.10 ANSYS

ANSYS merupakan sebuah software berbasis finite element methods yang dapat digunakan untuk analisa distribusi tegangan, temperature, dan elektromagnetik dll. ANSYS apdl adalah salah satu jenis ANSYS parametric design language dan dapat digunakan untuk membangun model dengan parameter tertentu (ANSYS, 2009).

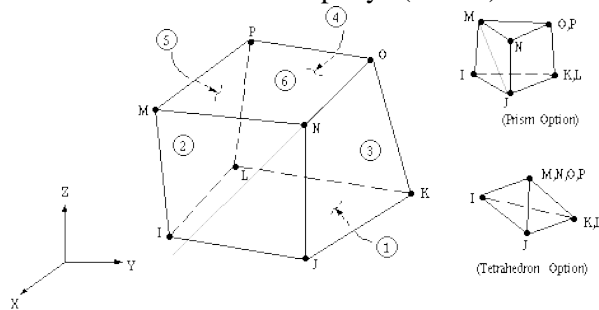
2.10.1 Element Solid Brick 70

Solid 70 memiliki model tiga dimensi untuk kemampuan konduksi thermal. Element pada Solid 70 ini terdapat 8 node dengan satu derajat kebebasan, temperature, pada masing-masing node. *Element* ini dapat diaplikasikan pada bentukan tiga dimensi, *steady state* atau analisis thermal transient. Elemen ini juga dapat digunakan untuk mengimbngi mass transport heat flow dari bidang kecepatan yang konstan. Jika model yang ada mengandung unsur padat, maka dilakukan juga analisis secara structural, dan elemen harus diganti dengan elemen structural. Secara umum solid brick 70 dibagi menjadi dua pilihan, yaitu :

1. (KEYOPT(7)=1) aliran poros nonlinier dipilih dengan ini. Untuk pilihan ini, temperature ditafsirkan sebagai tekanan dan permeabilitas dari media yang dijadikan inputan dengan material properties nya KXX, KYY, dan KZZ. Kemudian DENS dan VISC digunakan untuk mass density dan viskositas dari fluida. Kondisi batas untuk temperature dimasukkan dengan D command yang ditafsirkan sebagai kondisi batas tekanan, sedangkan untuk kondisi batas aliran

panas dimasukkan dengan F command yang ditafsirkan sebagai laju aliran masa (masa/waktu)

2. (KEYOPT(8) digunakan untuk pilihan *mass transport*. Dengan pilihan ini kecepatan VX, VY, dan VZ harus dimasukkan sebagai konstanta nyata. Dengan mass transport, harus dipesifikan specific heat (C) dan masa jenis (DENS) dari suatu material bukan entalpi nya (ENTH)



Gambar 2.18 Layered Structural Geometri (ANSYS Help, 2009)

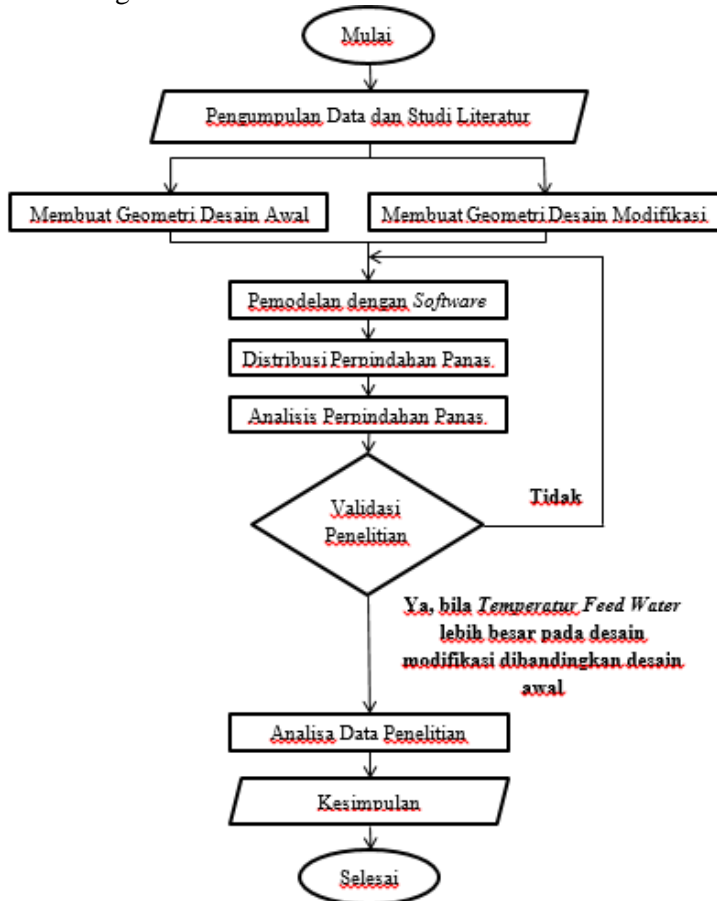


(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir

Diagram alir yang digunakan pada penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

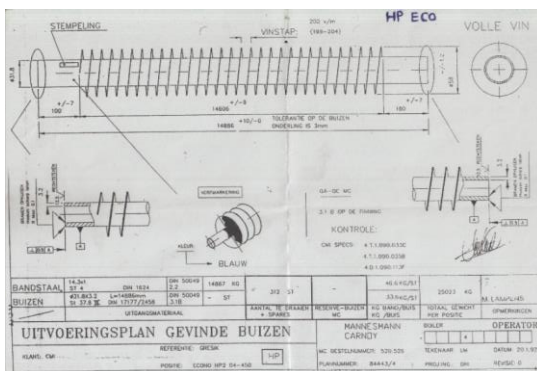


Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

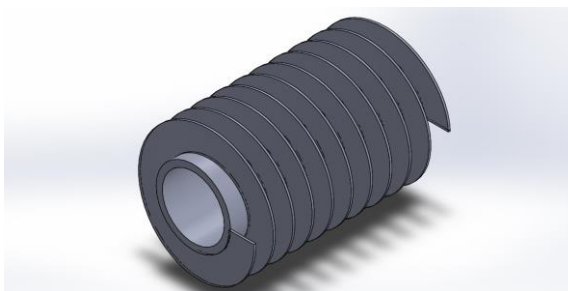
3.2 Spesifikasi Materi Penelitian

3.2.1 Geometri Penelitian

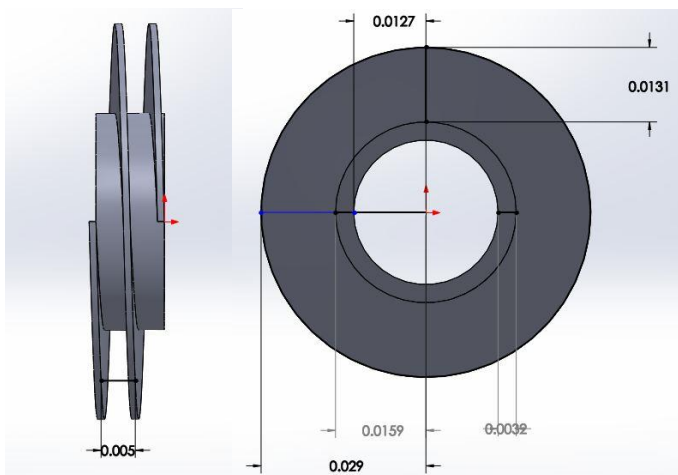
Komponen yang digunakan pada penelitian ini adalah *high pressure economizer* dengan panjang sebesar 14000 mm, dengan radius pertama 15.9 m. Tebal dari *fin* adalah 1 mm. Gambar 3.2 menunjukkan dua dimensi dari *high pressure economizer* dan gambar 3.3 menunjukkan gambar tiga dimensi dari *high pressure economizer*:



Gambar 3.2 Penampakan 2 Dimensi dari *High Pressure Economizer*



Gambar 3.3 Penampakan 3 Dimensi dari *High Pressure Economizer*



Gambar 3.4 Ukuran Geometri Awal *High Pressure Economizer*

3.2.2 Material Penelitian

Tabel 3.1 Menunjukkan komposisi kimia material yang digunakan pada komponen *high pressure economizer*. Material ini bersesuaian dengan ST 37.8. Tabel 3.2 menunjukkan *properties* material dari baja structural ST 37.8

Tabel 3.1 Komposisi Kimia Baja Struktural ST 37.8
(DIN 17177)

Unsur	Min	Max
Carbon (C)		0.17
Silikon (Si)	0.1	0.35
Mangan (Mn)	0.4	0.8
Phospor (P)		0.04
Sulfur (S)		0.04



Tabel 3.2 *Properties* Material dari Baja Struktural ST 37.8

Properties	Nilai	Satuan
<i>Thermal Conductivity</i>	51.9	W/mK
<i>Spesific Heat</i>	0.481	J/gr-°C
Density	7.87	g/cm ³

3.3 Peralatan Penelitian

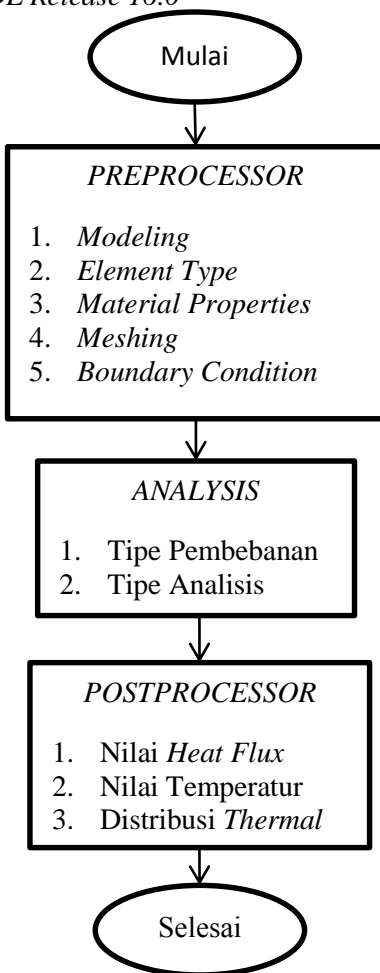
Peralatan yang digunakan dalam penelitian adalah berupa:

1. *Solid Works* merupakan salah satu software untuk membuat desain 3D yang kemudian hasilnya akan di import ke software ANSYS dengan format ACIS.
2. ANSYS merupakan suatu perangkat lunak komputer yang mampu menyelesaikan persoalan-persoalan elemen hingga dari pemodelan hingga analisis dengan keakuratan yang cukup tinggi.



3.4 Prosedur Penelitian

Gambar 3.4 menunjukkan diagram alir permodelan *thermal* pada *high pressure economizer* dengan menggunakan *ANSYS Mechanical APDL Release 16.0*

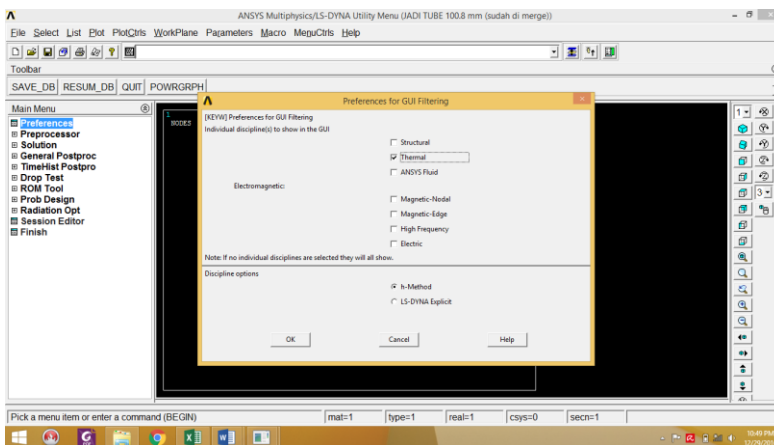


Gambar 3.5 Diagram Alir Pemodelan Menggunakan Metode Elemen Hingga



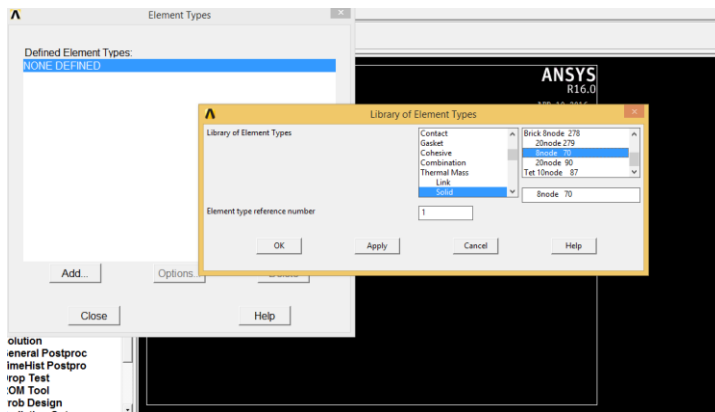
3.4.1 Pemodelan *Fin Tube*

Langkah awal yang dilakukan pada penelitian yang menggunakan *software* ANSYS ini adalah menentukan *preference* yang sesuai dengan analisis yang telah dilakukan, yaitu *thermal* seperti pada Gambar 3.4



Gambar 3.6 *Preference Thermal*

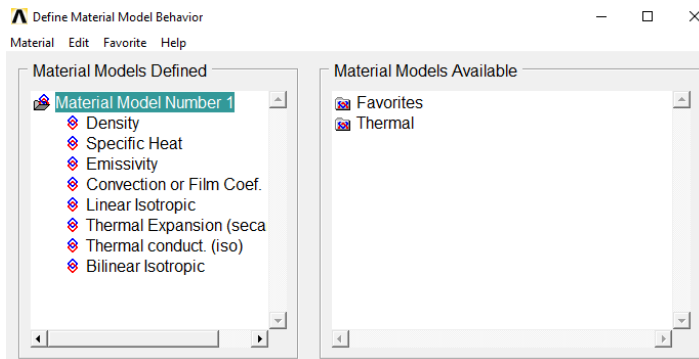
Tipe elemen yang digunakan pada analisis *thermal* adalah *brick element* (SOLID70) karena elemen tersebut lebih akurat dan secara komputasi lebih efisien dibandingkan dengan yang tetrahedron. SOLID70 memiliki 8 *nodes* dengan satu derajat kebebasan (*degree of freedom*) yang berupa temperatur pada masing-masing *node*.



Gambar 3.7 Penentuan Element Type

3.4.2 Pemodelan Material Properties

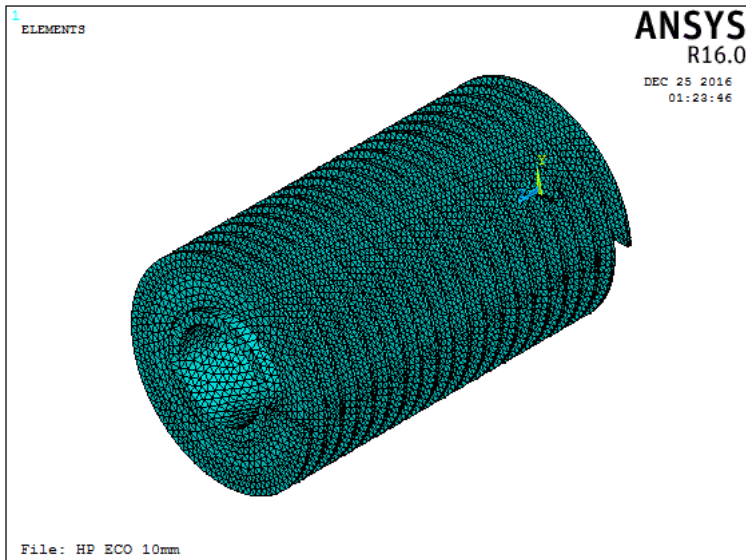
Pada penelitian ini dilakukan dua jenis analisis yaitu termal, oleh karena itu input *material properties* yang dimasukkan untuk lingkungan termal antara lain konduktivitas termal isotropik, *specific heat*, densitas dan koefisien konveksi yang dapat dilihat pada Gambar 3.7



Gambar 3.8 Material properties yang di-input

3.4.3 Meshing

Metode meshing merupakan metode yang digunakan untuk membagi geometri dari benda kerja yang dianalisis menjadi elemen-elemen yang lebih kecil dengan besar yang sama atau berbeda. *Meshing* yang digunakan adalah *meshing line* dengan ukuran 0.002. Gambar 3.9 menunjukkan hasil meshing dari komponen dengan geometri awal.



Gambar 3.9 Geometri *Economizer* setelah dilakukan *meshing*

3.4.4 Pemodelan *Boundary Condition*

Perpindahan panas yang terjadi adalah konveksi (yang terjadi sebanyak 2 kali) dan konduksi. Konveksi terjadi pada panas yang dihantarkan oleh *offgas* melalui *fin-fin*. Konveksi yang terjadi pada *off gas* ini terjadi secara *free convection*. Selain itu konveksi yang kedua kali juga terjadi perpindahan panas dari dinding *tube* ke fluida *feedwater*. Untuk perpindahan panas pada *feedwater* ini terjadi secara *force convection*, karena adanya pompa yang



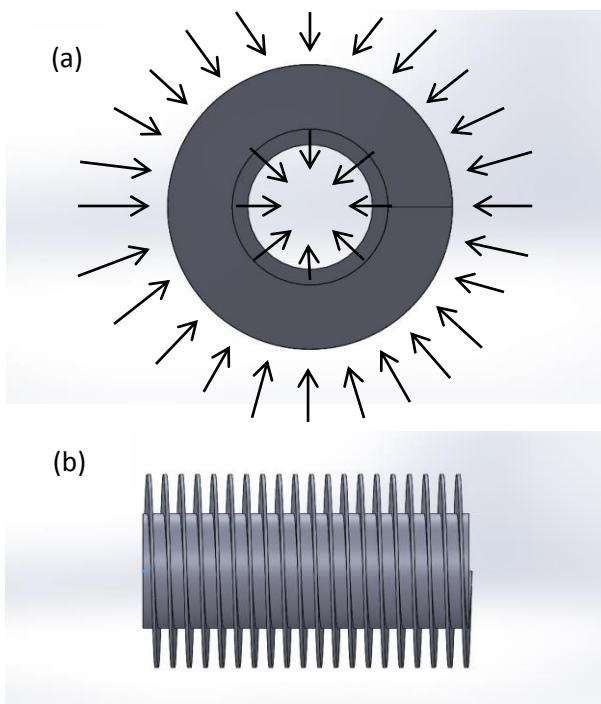
digunakan untuk memompakan *feedwater* ke dalam *tube*. Sedangkan penghantaran panas secara konduksi terjadi pada tebal *tube* yang merupakan material ST 37.8 atau *carbon steel*

3.4.5 Tipe Pembebanan

Tabel 3.3 menunjukkan pembebanan termal yang diberikan pada simulasi *high pressure economizer*:

Tabel 3.3 Pembebanan *Thermal* pada Simulasi

No	Pembebanan	Fluida	Keterangan
1.	Heat Flux	-	0 (pada bagian sambungan ujung <i>tube</i>)
2.	Konveksi	Koefisien konveksi = 284 W/m ² .C pada temperatur 191 ⁰ C	<i>Feedwater</i>
		Koefisien konveksi = 28 W/m ² .C pada temperatur 267 ⁰ C (Vlachopoulos & Strutt, 2002)	<i>Exhaust Gas</i>
3.	Uniform Temperatur		27°C
4.	Reference Temperatur		27°C



Gambar 3.10 (a) Skematik Perpindahan Panas pada *High Pressure Economizer* dan (b) Tampak Samping Geometri *High Pressure Economizer*

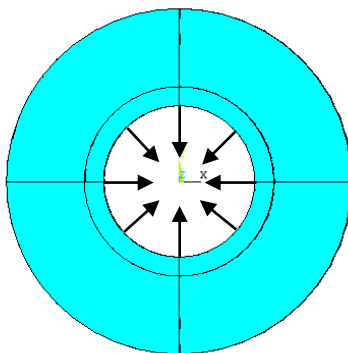
3.4.6 Tipe Analisis

Pada proses analisis *thermal*, analisis yang digunakan menggunakan analisis *steady state* karena beban yang diberikan merupakan beban statis.

3.4.7 Validasi Penelitian

Untuk mendapatkan hasil perhitungan yang benar dan sesuai dengan kondisi yang sesungguhnya serta tidak menyimpang dari permasalahan yang dianalisis. Maka hasil simulasi output dari ANSYS divalidasi dengan kondisi aktual kondisi yang sesuai ada di PT PJB UP Gresik dengan melakukan perhitungan interpolasi

yang menghasilkan besar temperatur *feedwater* dengan panjang tube 100 mm . Dimana bagian *inner surface tube economizer* adalah area yang dipilih dengan menggunakan software ANSYS pada bagian dalam tube, yang kemudian besarnya temperatur yang diperoleh pada bagian tersebut akan dirata-rata sesuai dengan jumlah node pada area tersebut, seperti yang dapat dilihat pada Gambar 3.10:



Gambar 3.11 *Inner Surface Tube Economizer*

Setelah itu, dengan menggunakan persamaan 2.4 untuk mengetahui temperatur *feedwater* seperti dibawah:

$$q = hA(T_w - T_f) \dots \dots \dots (2.4)$$

3.5 Langkah Penelitian

Penelitian yang dilakukan kali ini terdiri dari berbagai tahapan seperti berikut:

1. Pengumpulan data dan studi literature

Pada tahapan ini data-data berupa ukuran geometri temperature *feedwater*, temperatur gas sisa yang memanaskan *feedwater high pressure economizer* di PT PJB UP Gresik dikumpulkan untuk selanjutnya diolah pada simulasi



2. Pembuatan Geometri

Tahapan yang selanjutnya adalah pembuatan geometri yang dibagi menjadi dua yaitu geometri awal dan geometri modifikasi *high pressure economizer*. Dimana pada penelitian kali ini modifikasi yang dilakukan adalah pada jarak antar fin/*fin pitch*. Geometri awal yang dibuat memiliki jarak antar fin sebesar 5 mm. Sedangkan geometri modifikasi dibagi lagi menjadi dua jenis, yaitu dengan *fin pitch* kurang dari 5 mm, dan *fin pitch* lebih dari 5 mm. Pembuatan geometri awal dan modifikasi ini menggunakan *software* SolidWork 2014.

3. Pemodelan dengan Software

Tahapan ketiga pada penelitian ini adalah pemodelan dengan menggunakan *software* ANSYS APDL 16.0. Berdasarkan subbab 3.4.6 bahwa pada penelitian ini yang dilakukan adalah analisis *thermal*, sehingga pembebanan yang diberikan pada geometri yang sudah dibuat adalah pembebanan thermal berupa *heat flux*, konveksi, *uniform temperature* dan *reference* temperatur seperti pada Tabel 3.3

4. Analisis Perpindahan Panas

Kemudian dari hasil pembebanan thermal pada geometri *high pressure economizer*, akan menimbulkan respon berupa distribusi temperatur yang berbeda pada area *fin* maupun *tube economizer*. Selain itu, respon yang ditunjukkan dapat berupa distribusi perpindahan panas per satuan *area* atau *heat flux*. Dari kedua respon inilah yang dapat dianalisis untuk menentukan temperatur fluida *feedwater*



5. Validasi Penelitian

Validasi ini dilakukan untuk memastikan bahwa hitungan yang ada pada penelitian ini sudah benar dan sesuai dengan kondisi aktual serta sesuai dengan permasalahan yang dianalisis. Dimana validasi yang dilakukan pada penelitian ini yaitu membandingkan antara temperature *feedwater* pada kondisi aktual dengan kondisi simulasi

6. Analisis Data Penelitian

Setelah hasil dari simulasi dapat dikatakan valid dan sesuai, maka metode ini dapat dilakukan untuk berbagai fin pitch lainnya. Sehingga yang selanjutnya akan dianalisis adalah geometri awal dan juga geometri *fin pitch* yang memiliki temperatur *feedwater* lebih besar dibandingkan dengan desain awal

7. Kesimpulan

Kemudian tahapan terakhir adalah penarikan kesimpulan berdasarkan hasil dari analisis data pada penelitian kali ini. Kesimpulan akan diperoleh berdasarkan tujuan yang ada pada subbab 1.3. Dan penelitian pun dapat dikatakan selesai setelah itu

3.6 Variabel Penelitian

Pada penelitian kali ini terdapat dua jenis variabel, yaitu diantaranya:

1. Variabel independen yang merupakan variabel yang tidak bergantung atau mempengaruhi variabel lain Untuk penelitian ini, terdapat beberapa variabel independen diantaranya adalah panjang *tube*, bentuk *fin*, tebal *fin*, diameter luar dan dalam *tube*.
2. Variabel dependen merupakan variabel yang dijelaskan dan bergantung pada variabel independ. Untuk variabel dependen pada penelitian ini adalah jarak antar *fin* atau *fin pitch*.



Variabel-variabel ini diambil dengan pertimbangan berdasarkan *paper* yang telah melakukan penelitian seperti pada penelitian ini mengatakan bahwa jarak antar *fin* yang optimum akan dipengaruhi oleh tinggi *fin* dan juga perbedaan temperatur *base-to-ambient* pada suatu komponen. Sehingga apabila variabel ini diterapkan pada penelitian menggunakan *high pressure economizer* di PT PJB UP Gresik dirasa kurang memungkinkan, karena dapat merubah konstruksi dan sistem secara keseluruhan yang ada di PT PJB UP Gresik ini.

3.7 Rancangan Penelitian

Pada penelitian ini dilakukan analisis thermal pada masing-masing desain sehingga di akhir penelitian dapat terlihat distribusi temperature dari desain yang dibuat dan juga melihat temperature fluida yang ada pada *economizer*. Desain yang dianalisis adalah sebagai berikut:

1. Desain awal, merupakan desain dengan geometri yang sama dengan geometri yang ada tanpa dilakukan modifikasi
2. Desain modifikasi, merupakan desain yang mengalami perubahan sesuai variable yang ditentukan yaitu *fin pitch*. Terdapat dua macam desain modifikasi pada penelitian kali ini, yang pertama adalah desain dengan *fin pitch* yang dipersempit (kurang dari *fin pitch actual*) dan yang kedua adalah desain dengan *fin pitch* yang diperlebar (lebih dari *fin pitch actual*)
3. Detail Perubahan Geometri Awal dengan Geometri Modifikasi



Tabel 3.4 Variasi Geometri Awal dan Modifikasi *High Pressure Economizer*

Variasi	<i>Fin Pitch</i> (mm)	Temperatur <i>Feedwater</i> (⁰ C)
Desain Awal	5	
Desain Modifikasi	Kurang dari 5 mm	3.6
		4.0
		4.5
		5.5
		6
		6.5
		7
		7.5
		8
	Lebih dari 5 mm	8.5
		9
		9.5
		10
		10.5
		11
		11.5
		12
		12.5



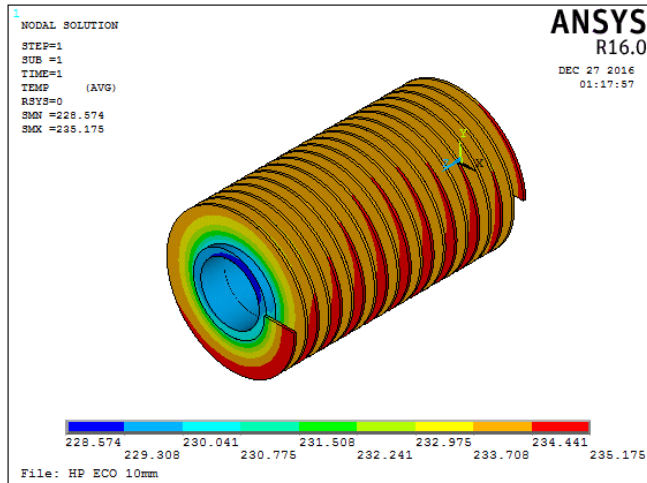
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Desain Geometri Awal

Dari simulasi yang telah dilakukan, untuk geometri awal dari *economizer* diperoleh distribusi temperatur yang dapat dilihat pada Gambar 4.1



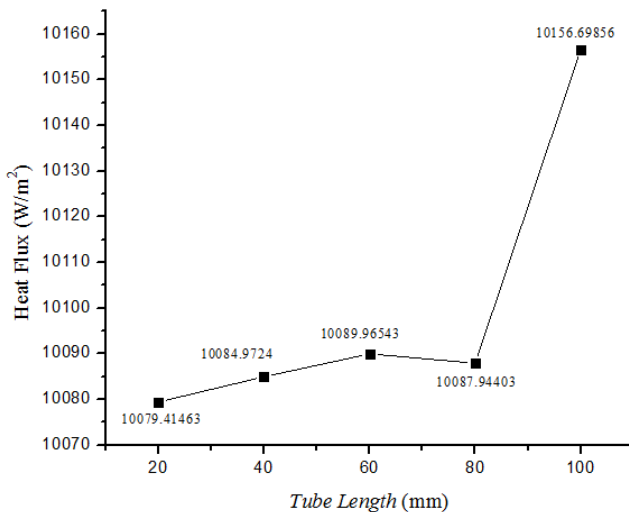
Gambar 4. 1 Distribusi Temperatur Pembebanan *Thermal Fin Tube Economizer*

Dari Gambar 4.1 menunjukkan bahwa pembebanan yang telah dijelaskan pada Tabel 3.3 poin kedua. Pembebanan tersebut akan memberikan respon pada bagian *inner surface*/permukaan dalam dengan temperatur terendah sebesar 228.574°C . Sedangkan pada fluida *offgas*, respon dari pembebanan yang telah diberikan menunjukkan temperatur yang tertinggi dibagian *outter surface*/permukaan luar sebesar 235.175°C . Pada bagian *fin* memiliki temperatur yang lebih tinggi dibandingkan dengan *feedwater* yang ada dibagian dalam *tube*. Sehingga panas dari gas sisa turbin gas mengalir secara konveksi melalui *fin-fin* sejumlah



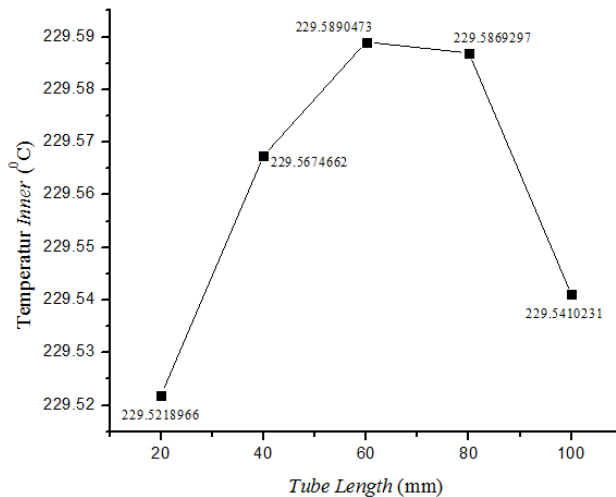
20 buah per 100 meter panjang *tube*. Sehingga semakin ke bagian dalam *tube*, tentunya temperatur akan semakin rendah agar panas dapat mengalir ke dalam *tube* guna memanaskan *feedwater*.

Berdasarkan Subbab 3.6, bahwa diperoleh hasil validasi pada temperatur *feedwater* di kondisi aktual sebesar 191.37°C. Sedangkan pada hasil output dari ANSYS diperoleh besar *heat flux* pada panjang *tube* 100 mm adalah sebesar 10156.699 W/m², sedangkan pada panjang *tube* lainnya dapat dilihat pada Gambar 4.2



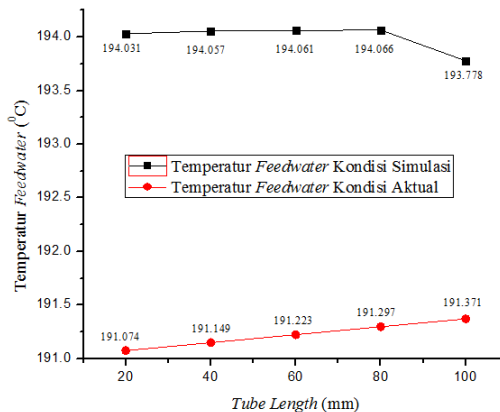
Gambar 4.2 *Heat Flux* pada Panjang *Tube* 20 mm, 40 mm, 60 mm, 80 mm dan 100 mm

Juga diperoleh temperatur rata-rata pada *inner surface tube economizer* 100 mm sebesar 229.541°C. Sedangkan pada panjang *tube* 20 mm, 40 mm, 60 mm, 80 mm dapat dilihat pada Gambar 4.3



Gambar 4.3 Temperatur *Inner Surface* pada Panjang *Tube* 20 mm, 40 mm, 60 mm, 80 mm dan 100 mm

Kemudian didapatkan temperatur *feedwater* hasil simulasi sebesar 193.778°C. Apabila dibandingkan antara kondisi sebenarnya dengan kondisi hasil simulasi, maka besarnya *error* dari simulasi yang telah dilakukan pada *high pressure economizer* sepanjang 100 mm ini adalah sebesar 1.258%. Selain itu, dapat dilihat juga dari Gambar 4.4 perbandingan antara besar temperatur di panjang tube 20 mm, 40 mm, 60 mm, 80 mm dan 100 mm antara kondisi sebenarnya dengan kondisi simulasi. Dilihat dari *trendline* yang ada pada Gambar 4.2 sudah sesuai maka dapat disimpulkan bahwa metode yang digunakan menggunakan ANSYS 16.0 benar dan dapat diaplikasikan untuk jenis *fin pitch* yang lainnya.

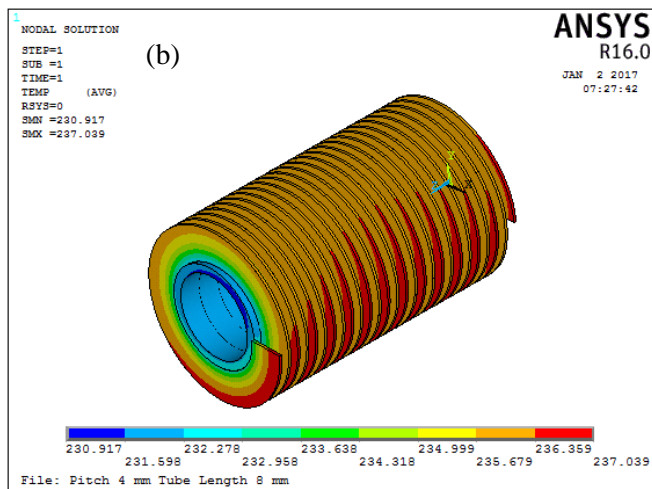
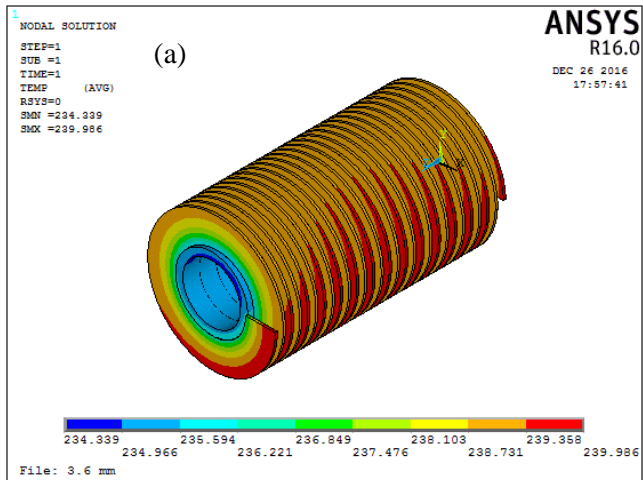


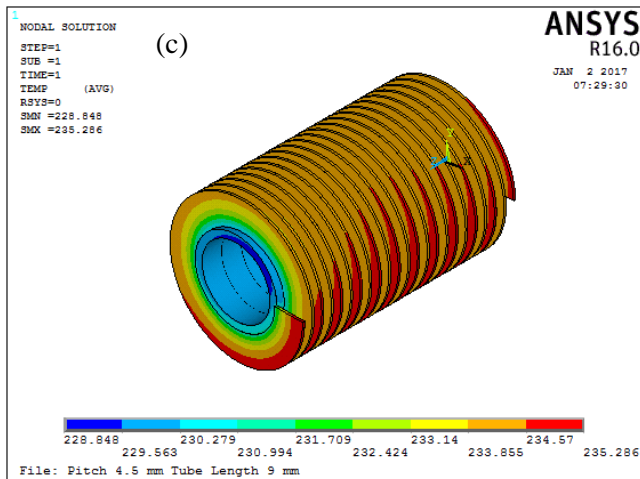
Gambar 4.4 Perbandingan Antara Kondisi Sebenarnya dengan Kondisi Simulasi untuk Geometri Awal

4.2 Desain Geometri Modifikasi

Pada saat melakukan desain ulang, *fin pitch* yang digunakan tidak melebihi spesifikasi yang sesuai. Menurut *International Standard*, jarak antar *fin/fin pitch* tidak melebihi 5% dari 12'' (300mm) atau sekitar 15 mm. Sehingga untuk diameter *tube economizer* sebesar 31.8 mm, dengan jumlah *fin* dari 79 hingga 276 *fin* per meter, sehingga untuk penggunaan panjang *tube* sebesar 14.000 mm ini, *fin pitch* yang digunakan berada dalam interval 3.6 mm hingga 12.5 m (Global Engineering, 2001).

Gambar 4.5 menunjukkan respon temperatur dari desain geometri modifikasi dengan jarak antar *fin* yang diperkecil. Sedangkan pada Gambar 4.6 menunjukkan respon temperatur dari desain geometri modifikasi dengan jarak antar *fin* yang diperbesar.





Gambar 4.5 Distribusi temperatur pada fin pitch: (a) 3.6 mm; (b) 4.0 mm; (c) 4.5 mm

Gambar 4.5 (a) menunjukkan bahwa hasil pembebanan pada *fin pitch* 3.6 mm akan memberikan respon pada bagian *inner surface*/permukaan dalam dengan temperatur terendah sebesar 234.34°C , sedangkan pada fluida *off gas* respon dari pembebanan yang telah diberikan menunjukkan temperatur yang tertinggi dibagian *outer surface*/permukaan luar sebesar 239.986°C . Pada Gambar 4.5 (b) dengan *fin pitch* 4.0 mm, akan memberikan respon pada bagian *inner surface*/permukaan dalam dengan temperatur terendah sebesar 231.917°C , respon dari pembebanan yang telah diberikan menunjukkan temperatur yang tertinggi dibagian *outer surface*/permukaan luar sebesar 237.099°C . Pada Gambar 4.5 (c) dengan *fin pitch* 4.5 mm, menunjukkan respon temperatur *inner surface* dengan nilai terendah adalah 228.848°C , sedangkan respon pada *outer surface*, temperatur mencapai 235.286°C , seperti yang dapat dilihat pada Tabel 4.2



Tabel 4.1 Temperatur *Inner* dan *Outer Fin Pitch* Modifikasi

No	<i>Fin Pitch</i> (mm)	Temperatur <i>Inner</i> Minimum (°C)	Temperatur <i>Outer</i> Maksimum (°C)
1.	3.6	234.339	239.986
2.	4.0	230.917	237.039
3.	4.5	228.848	235.236

Bila dibandingkan dengan geometri yang memiliki *fin pitch* 4.0 mm dan *fin pitch* 4.5 mm, geometri dengan *fin pitch* 3.6 mm memiliki luasan untuk penghantaran panas yang lebih tinggi. Sehingga apabila luasan penghantaran panas geometri tersebut lebih besar, maka distribusi panas pada geometri yang mengalami pengurangan jarak antar *fin* akan lebih luas bila dibandingkan dengan geometri awal dan juga desain modifikasi yang ditambah jarak antar *fin pitch* nya, seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.5 Hal ini berkesesuaian dengan yang dikatakan oleh Burak & Hafit (2009) bahwa dengan meningkatnya luasan perpindahan panas, sehingga diikuti juga oleh kemampuan menghantarkan panas yang meningkat pada susunan *fin*. Dengan didukung besarnya kemampuan mentransfer panas dan juga dengan semakin memperluas area perpindahan panas, maka perpindahan panas aktual yang terjadi akan semakin baik berdasarkan penelitian Viki & Djatmiko (2012). Hal ini sesuai dengan hubungan yang ditunjukkan pada persamaan 2.4 seperti dibawah ini:

$$q = hA(T_w - T_f)..... (2.4)$$

dimana luasan area penghantaran panas akan berbanding lurus dengan perpindahan atau penghantaran panas suatu material



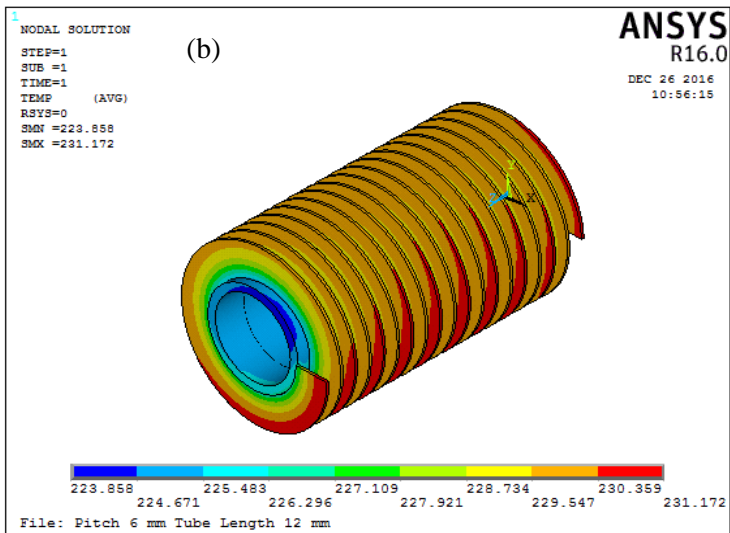
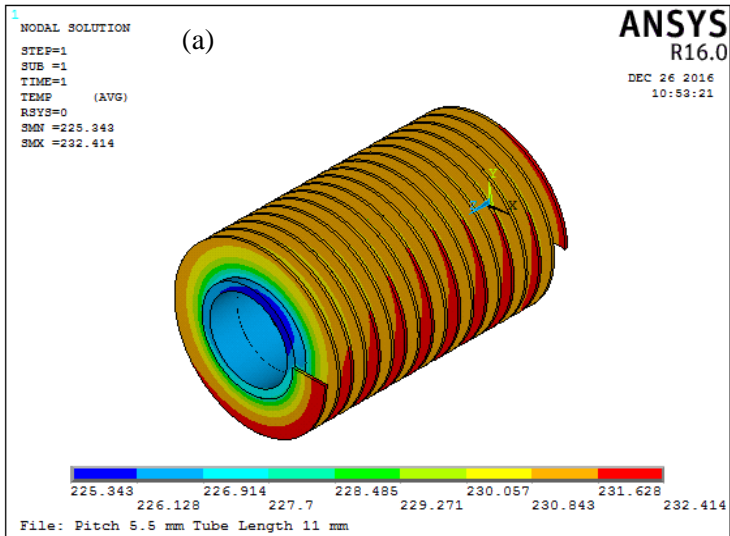
Tabel 4.2 Temperatur *Feedwater* pada *Fin Pitch* kurang dari 5 mm

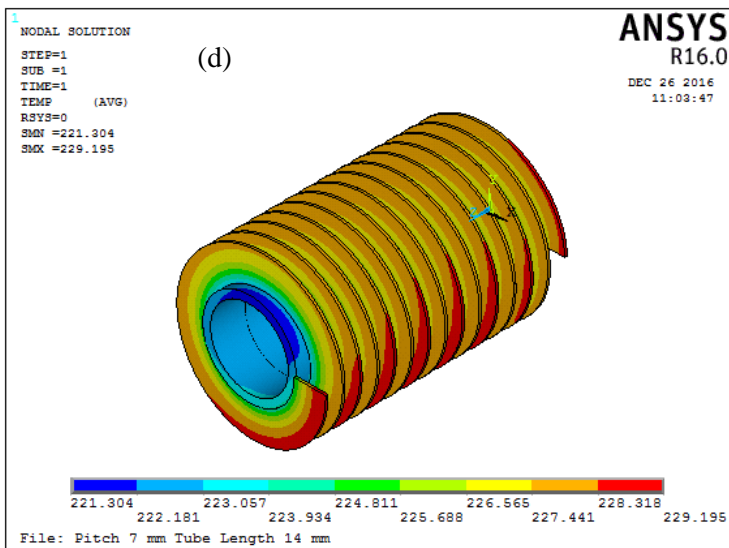
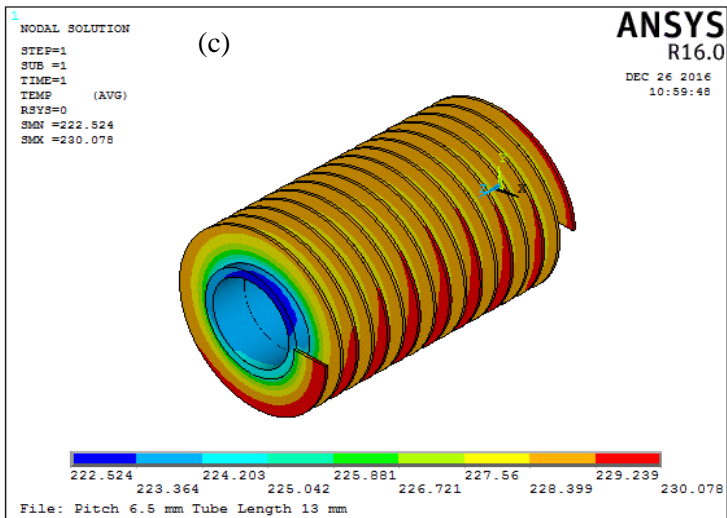
No	<i>Fin Pitch</i> (mm)	Rata-rata Temperatur <i>Inner Surface</i> (°C)	Rata-rata <i>Heat Flux</i> (W/m ²)	Temperatur <i>Feedwater</i> (°C)
1	3.6	235.0565677	11335.06279	195.1443748
2	4	231.7676747	10574.2035	194.5345638
3	4.5	229.7794875	10170.37623	193.9683036

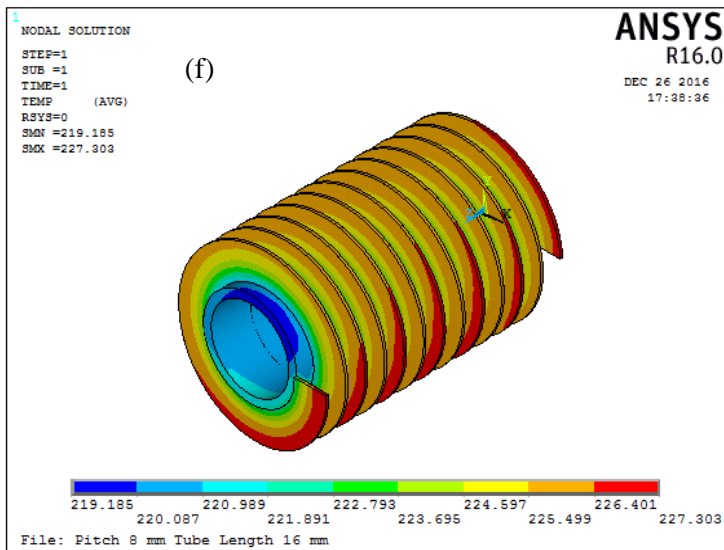
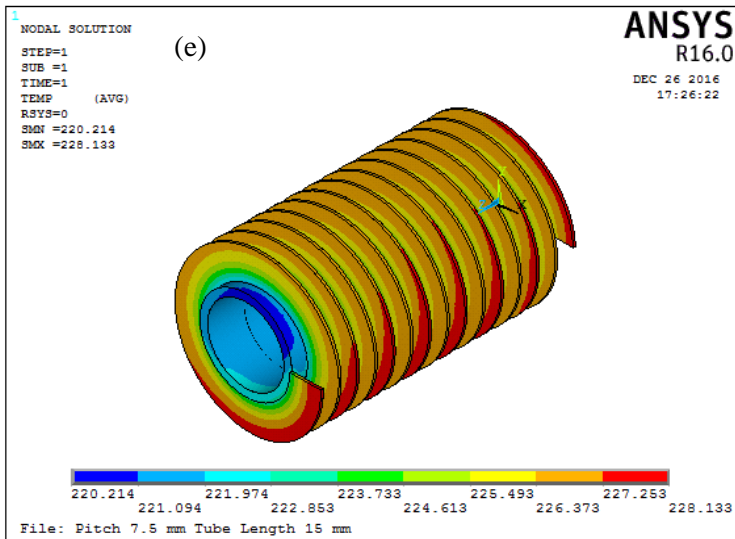
Tabel 4.2 menunjukkan besarnya temperatur *feedwater* pada *fin pitch* 3.6 mm, 4.0 mm dan 4.5 m, yang diperhitungkan dari hasil simulasi berupa rata-rata temperatur *inner surface* dan rata-rata *heat flux* yang disederhanakan dengan menggunakan persamaan 2.4:

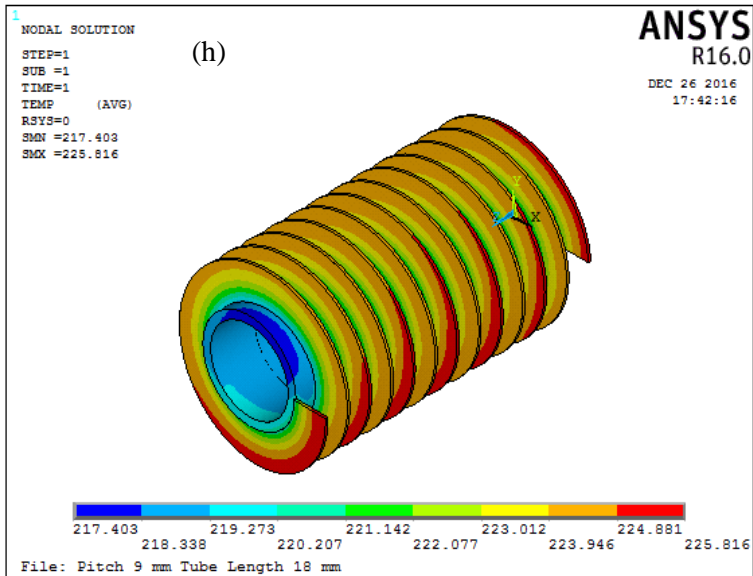
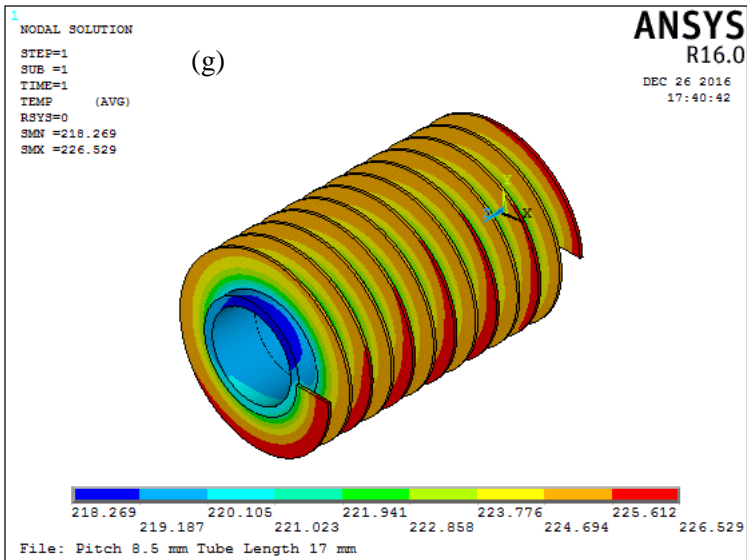
$$q = hA(Tw - Tf)..... (2.4)$$

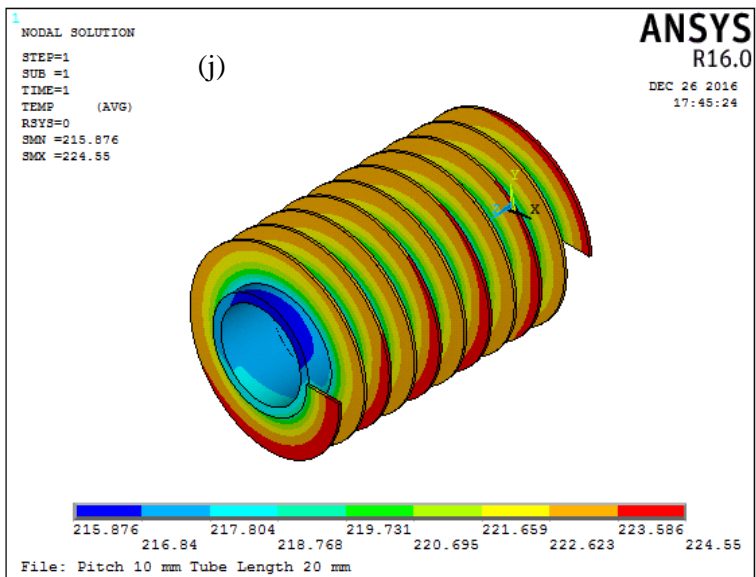
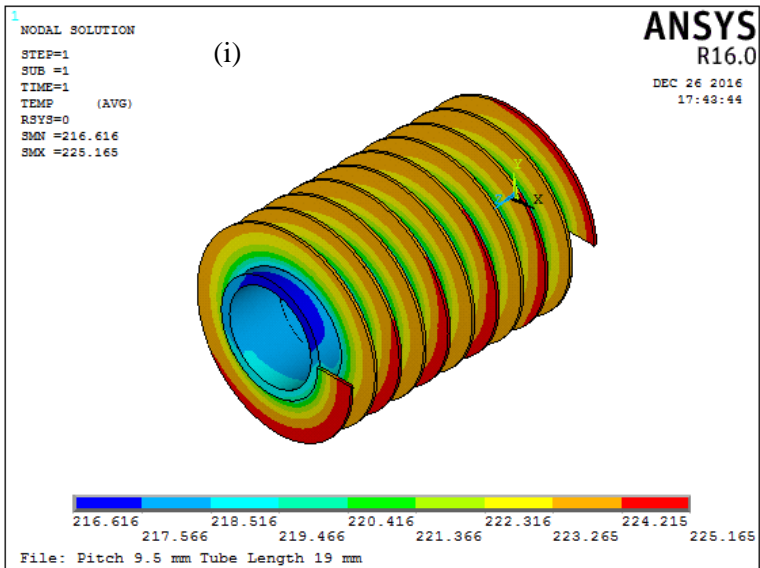
Dimana temperatur *feedwater* yang diperoleh dari hasil simulasi ini, lebih besar bila dibandingkan dengan temperatur *feedwater* pada geometri awal yang mencapai 193.968⁰C.

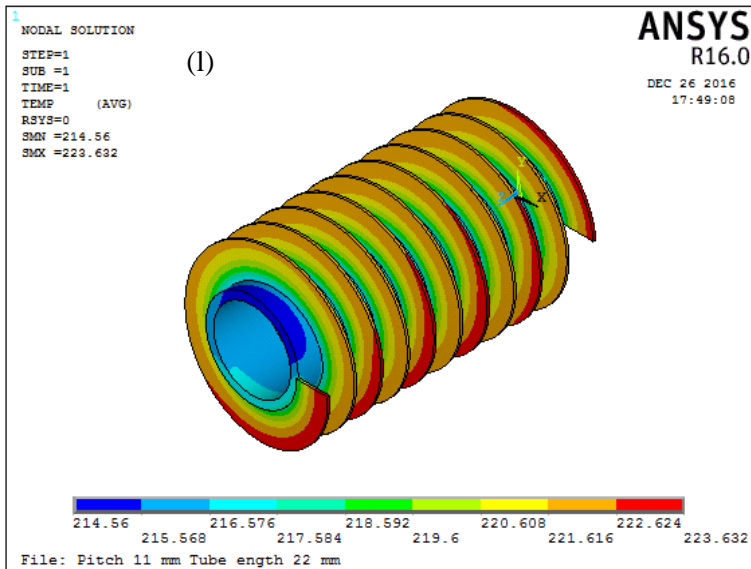
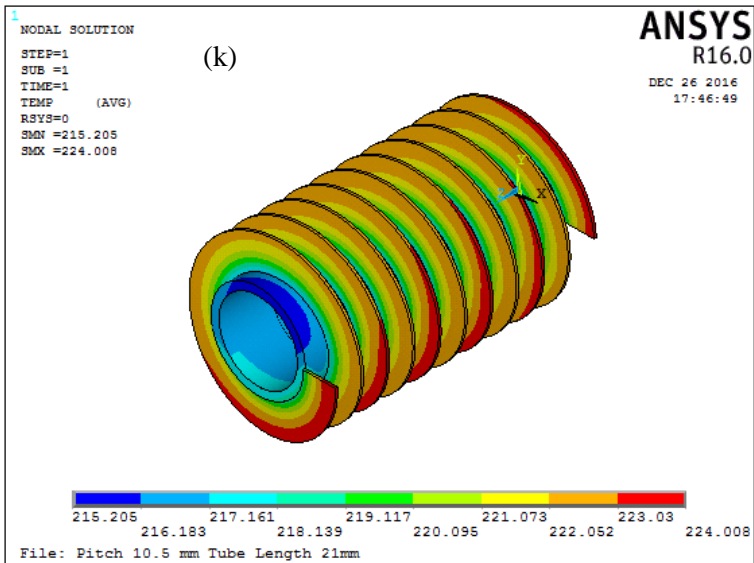


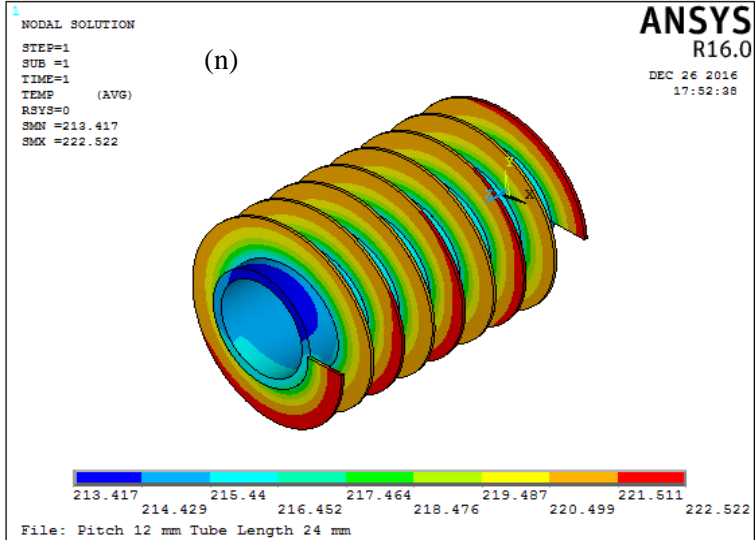
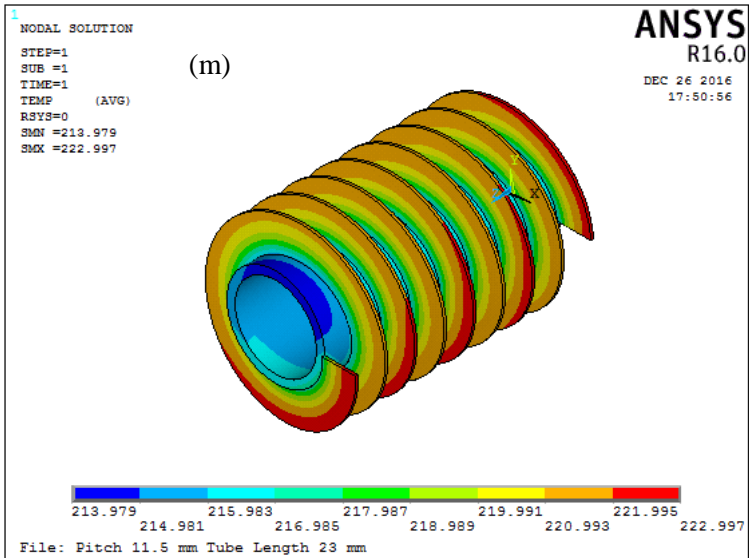


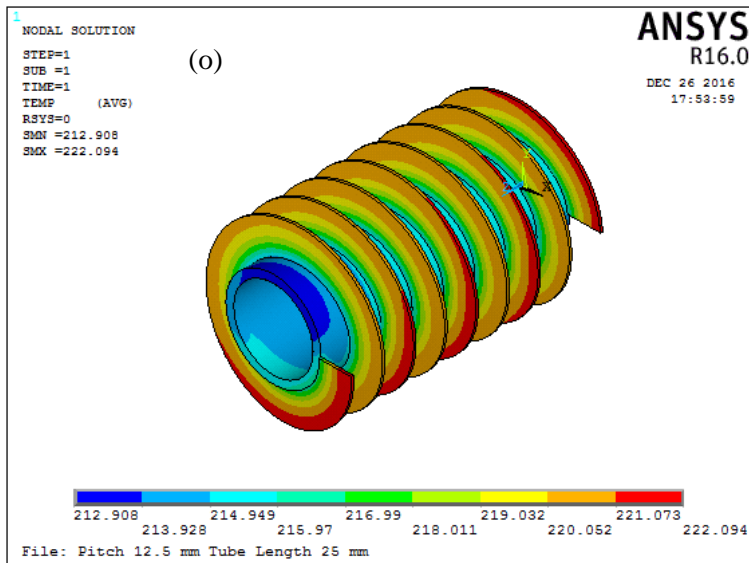












Gambar 4.6 Distribusi temperatur pada fin pitch: (a) 5.5 mm; (b) 6 mm; (c) 6.5 mm; (d) 7 mm; (e) 7.5 mm; (f) 8 mm; (g) 8.5 mm; (h) 9 mm; (i) 9.5 mm; (j) 10 mm; (k) 10.5 mm; (l) 11 mm; (m) 11.5 mm; (n) 12 mm; (o) 12.5 mm

Gambar 4.6 menunjukkan distribusi temperatur pada berbagai *fin pitch* yang diperlebar lebih dari 5 mm (kondisi aktual *fin pitch*). Dari pembebanan *thermal* yang telah diberikan pada baja sebagai penyusun dari *economizer* ini, hasil simulasi menunjukkan respon temperatur pada bagian *inner* dan *outter economizer* pada rentang *fin pitch* dari 5.5 mm hingga 12.5 mm yang dapat dilihat pada tabel 4.4. Dimana pengurangan jumlah *fin* akan menyebabkan temperatur *inner* yang semakin berkurang, begitu juga dengan pada bagian luar/*outter* nya. Sehingga hal ini dapat berhubungan dengan laju penghantaran panas yang semakin berkurang apabila dibandingkan dengan desain geometri awal.



Tabel 4.3 Temperatur *Inner* dan *Outer Fin Pitch* Modifikasi

No	<i>Fin Pitch</i> (mm)	Temperatur <i>Inner</i> Minimum ($^{\circ}\text{C}$)	Temperatur <i>Outer</i> Maksimum ($^{\circ}\text{C}$)
1.	5.5	225.343	232.414
2.	6.0	223.858	231.172
3.	6.5	222.524	230.078
4.	7	221.304	229.195
5.	7.5	220.214	228.139
6.	8	219.185	227.303
7.	8.5	218.269	226.529
8.	9	217.403	225.816
9.	9.5	216.616	225.165
10.	10	215.876	224.55
11.	10.5	215.205	224.008
12.	11	214.56	223.632
13.	11.5	213.979	222.997
14.	12	213.417	222.522
15.	12.5	212.908	222.094

Berdasarkan hasil simulasi, distribusi temperatur pada seluruh desain modifikasi *fin pitch* yang diperlebar ini menunjukkan distribusi panas yang kurang lebih sama. Hal ini dapat dilihat dari luasan area yang memiliki warna merah pada sisi *fin* nya pada Gambar 4.6 (a) dengan *fin pitch* 5.5 mm hingga 6.5 mm memiliki luasan penghantaran panas yang paling besar, sedangkan pada Gambar 4.6 (o) dengan *fin pitch* 12.5 mm memiliki luasan penghantaran panas yang paling kecil diantara geometri modifikasi yang diperbesar *fin pitch* nya. Hal ini menunjukkan semakin rapat jarak antar *fin* maka akan meningkatkan sejumlah *fin* yang ada pada *tube*, sehingga luasan area yang terkena panas juga akan semakin meningkat. Kemudian bila desain modifikasi yang diperlebar *fin pitch* nya ini dibandingkan dengan desain yang dipersempit *fin pitch*, luasan area yang terkena panas pada desain



yang diperlebar *fin* nya akan lebih kecil. Begitu juga apabila dibandingkan dengan desain geometri awal, desain modifikasi dengan *fin pitch* yang diperlebar ini akan menunjukkan luasan penghantaran panas yang lebih kecil seperti pada Gambar 4.6. Sehingga berdasarkan persamaan 2.4:

$$q = hA(T_w - T_f) \dots \dots \dots (2.4)$$

yang menyebutkan hubungan yang berbanding lurus antara luasan area penghantaran panas (*A*, dengan satuan m²) dengan perpindahan atau penghantaran panas suatu material (*q* dengan satuan Watt), maka karena luasan penghantaran panas dari desain modifikasi yang diperlebar *fin pitch* nya lebih kecil bila dibandingkan dengan desain geometri awal juga geometri modifikasi dengan *fin pitch* dipersempit, maka perpindahan/penghantaran panasnya juga akan lebih kecil.

Dapat dilihat bahwa pada Tabel 4.4 menunjukkan besarnya temperatur *feedwater* pada *fin pitch* dari 5.5 mm hingga 12.5 mm. Dimana temperatur *feedwater* yang ada pada Tabel 4.5 ini diperoleh dari perhitungan antara rata-rata temperatur *inner surface* dengan rata-rata *heat flux* menggunakan persamaan 2.4

$$q = hA(T_w - T_f) \dots \dots \dots (2.4)$$

menunjukkan hasil dibawah dari temperatur *feedwater* pada geometri awal

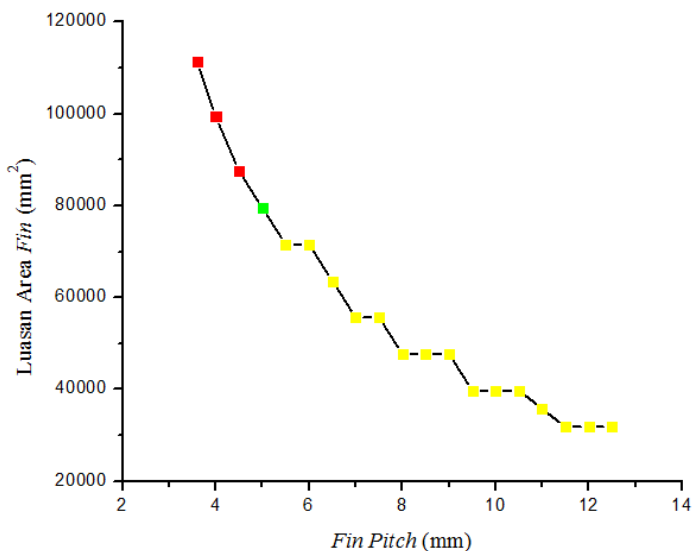
Tabel 4.4 Temperatur *Feedwater* pada *Fin Pitch* Lebih dari 5 mm

No	<i>Fin Pitch</i> (mm)	Rata-rata Temperatur <i>Inner Surface</i> (°C)	Rata-rata <i>Heat Flux</i> (W/m ²)	Temperatur <i>Feedwater</i> (°C)
1	5.5	226.4194652	9606.378	192.594
2	6	225.0389693	8902.263	193.693
3	6.5	223.7530187	8650.056	193.295
4	7	222.5385557	8933.896	191.081
5	7.5	221.5364748	8087.159	193.061



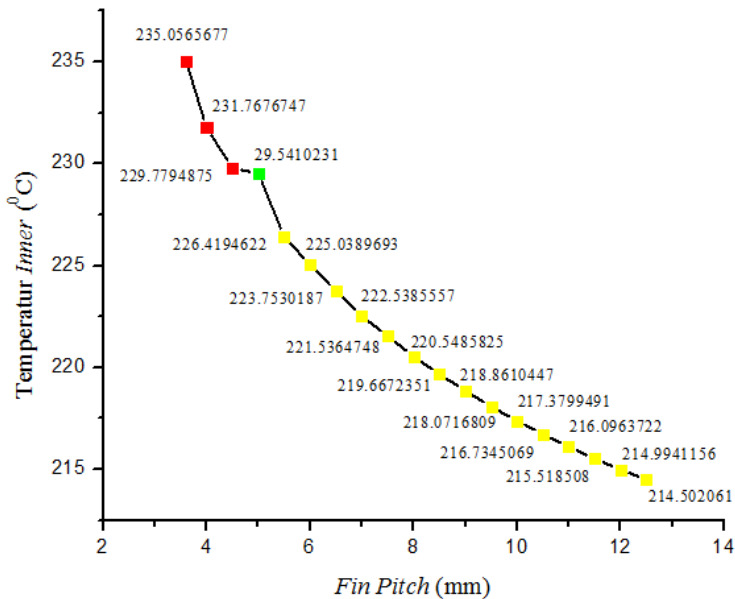
6	8	220.5485825	7900.899	192.729
7	8.5	219.6672351	7740.791	192.411
8	9	218.8610447	7525.552	192.362
9	9.5	218.0716809	7388.105	192.057
10	10	217.3799491	7272.507	191.773
11	10.5	216.7345069	7112.948	191.689
12	11	216.0963722	7610.714	189.299
13	11.5	215.518508	6908.453	191.193
14	12	214.9941156	6798.885	191.054
15	12.5	214.502061	6698.52	190.916

Gambar 4.7 menunjukkan perbandingan luasan area *fin* dari ketiga geometri tersebut disatukan dalam satu grafik



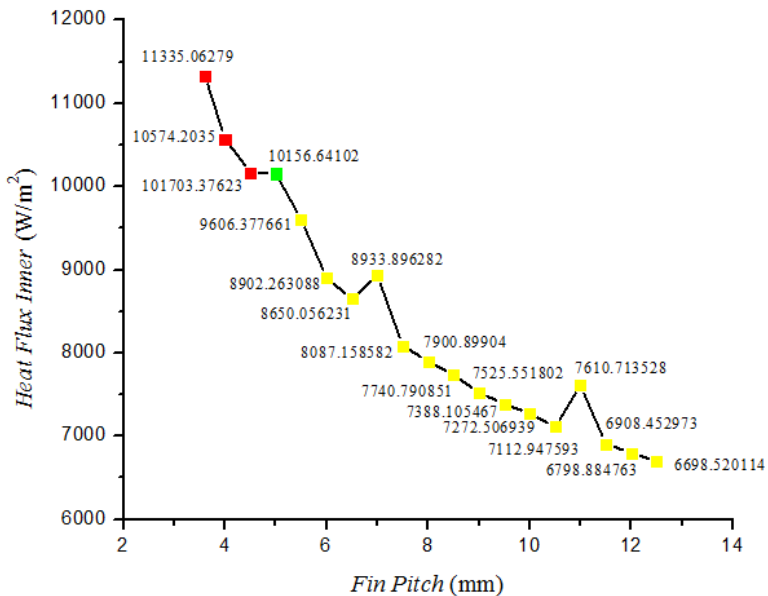
Gambar 4.7 Luasan Area *Fin* di Berbagai *Fin Pitch*

Geometri modifikasi yang dipersempit *fin pitch* nya memiliki luasan area yang lebih besar bila dibandingkan dengan yang lainnya dengan jumlah fin sebanyak 28 buah per 100 mm, yaitu pada *fin pitch* 3.6 mm. Sehingga laju penghantaran panas pada geometri ini juga semakin meningkat bila dibandingkan dengan geometri awal.



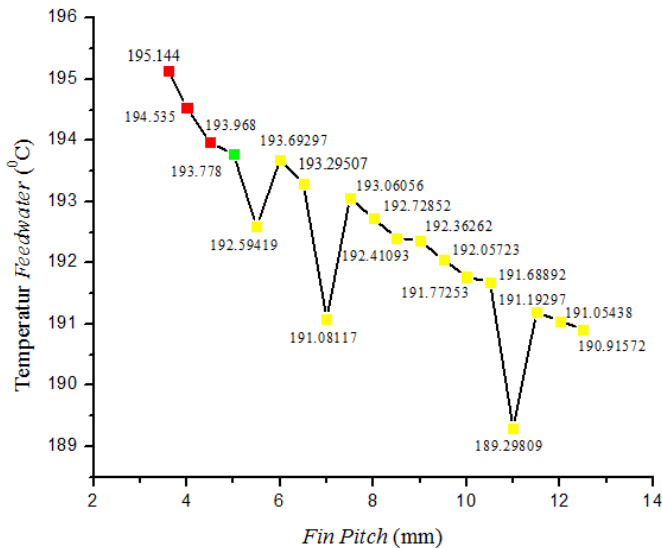
Gambar 4.8 Temperatur *Inner Surface* di Berbagai *Fin Pitch*

Pada Gambar 4.8 memperlihatkan rata-rata temperatur *inner surface* yang diperoleh dari hasil simulasi pada berbagai *fin pitch* berkisar dar 3.6 mm hingga 12.5 mm. Sehingga *trendline* pada grafik diatas menurun dengan seiring meningkatnya jarak antar *fin*



Gambar 4.9 Heat Flux Inner Surface pada Berbagai Fin Pitch

Dari Gambar 4.9 menunjukkan *trendline* dari rata-rata *heat flux inner surface* pada berbagai *fin pitch* yang diperoleh dari hasil simulasi. Bahwa pada *fin pitch* yang diperkecil jarak antar *fin* nya memiliki *heat flux* yang lebih besar bila dibandingkan pada geometri awal dengan *fin pitch* sebesar 5 mm. Sedangkan pada geometri modifikasi yang diperbesar jarak antar *fin* nya memiliki *heat flux* yang lebih kecil dibandingkan dengan geometri awal. Kemudian rata-rata *heat flux* inilah yang akan digunakan dengan rata-rata temperatur *inner surface* untuk menentukan temperatur *feedwater*.



Gambar 4.10 Temperatur *Feedwater* di Berbagai *Fin Pitch*

Gambar 4.10 menunjukkan besarnya temperatur *feedwater* dari hasil simulasi pada berbagai *fin pitch*. Dimana pada titik yang berwarna merah merupakan variasi geometri dengan *fin pitch* nya dipersempit/diperkecil kurang dari 5 mm. Untuk titik yang berwarna hijau merupakan geometri awal yaitu sebesar 5 mm yang dijadikan patokan untuk selanjutnya dapat dilihat pengaruh dari jarak antar fin ini terhadap kemampuan distribusi panas *high pressure economizer*. Kemudian untuk titik yang kuning merupakan variasi geometri dengan *fin pitch* nya diperlebar/diperbesar lebih dari 5 mm. Dapat dilihat bahwa *fin pitch* dengan besar lebih dari 5 mm, memiliki temperatur *feedwater* yang lebih besar dibandingkan dengan temperatur *feedwater* pada geometri awal. Sesuai dengan yang sudah dijelaskan sebelumnya, bahwa luasnya area penghantaran panas akan berpengaruh pada laju perpindahan panas dari gas sisa ke *feedwater*, yang menyebabkan temperatur fluida *feedwater* akan semakin



meningkat dengan seiring peningkatan jumlah fin pada *tube*. Namun pada *fin pitch* 5.5 mm, 7 mm dan 11 mm memiliki temperatur *feedwater* yang jauh lebih rendah bila dibandingkan dengan yang lainnya. Hal ini disebabkan oleh ukuran *meshing* dari *fin pitch* ini berbeda dengan yang lainnya, yaitu dengan *meshing line* pada *element edge length* 0.002, 0.008 dan 0.005. Dilanjutkan dengan *free mesh* dengan *smartsizing* sebesar 2. Sehingga elemen yang terbentuk akan lebih banyak apabila dibandingkan dengan geometri yang hanya menggunakan *meshing line* dengan *element edge length* 0.002 dan *free mesh* ukuran 2. Hal ini dapat menyebabkan rata-rata temperatur *feedwater* nya menjadi lebih rendah dari *fin pitch* lainnya.

4.4 Analisis Effectiveness Fin

Efektivitas *fin* merupakan rasio perpindahan panas pada geometri yang memiliki *fin* dengan geometri yang tanpa *fin*. Selain itu kuantitas ini menunjukkan besarnya panas yang dapat ditransfer oleh *fin*. Terdapat 3 geometri dengan *fin pitch* yang berbeda yang ada Gambar 4.12, yaitu *fin pitch* 3.6 mm, 5 mm dan 6 mm. Pada Gambar 4.12 menunjukkan hubungan antara *fin pitch* dengan efektivitas. Efektivitas ini yang dapat mewakili besarnya efisiensi *thermal* pada *high pressure economizer*. Sehingga efektivitas *fin* ini diperoleh dari rata-rata pada efektivitas di berbagai daerah *fin* pada *tube*, diantara nya daerah *fin* bagian ujung awal, akhir dan juga tengah. Efektivitas *fin* ini dihitung menggunakan persamaan:

$$\epsilon = \frac{Q}{h \times A_c \times \theta} \dots \dots \dots (4.2)$$

dimana:

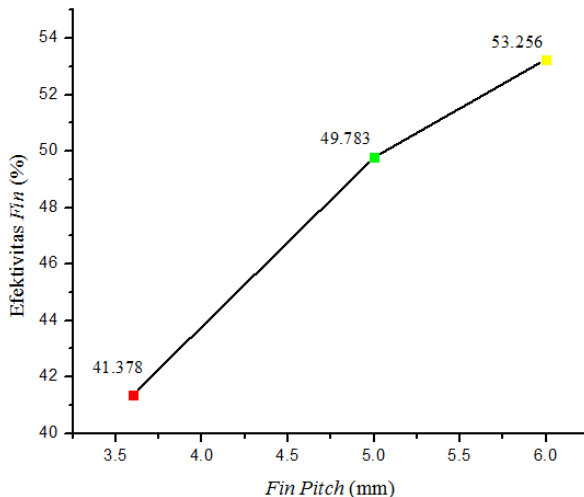
ϵ merupakan *effectiveness fin*

Q merupakan besarnya panas yang ditransfer (W)

h merupakan koefisien konveksi fluida *off gas* (W/m².C)

A_c merupakan *cross sectional area* (m²)

θ merupakan temperatur ada *cross sectional area* yang ditentukan (°C)



Gambar 4.11 Efektivitas pada *Fin Pitch* 3.6 mm, 5 mm dan 6 mm

Berdasarkan Gambar 4.12, geometri dengan *fin pitch* 6 mm memiliki besar efektivitas *fin* paling tinggi dibandingkan dengan geometri lainnya yaitu mencapai 53.256%. Sehingga dengan meningkatnya rasio perpindahan panas pada geometri yang memiliki *fin* dengan geometri yang tanpa *fin*, mengakibatkan biaya untuk bahan penyusun *fin* semakin berkurang.

4.5 Analisis Sensitivitas

Analisis sensitivitas ini dilakukan pada geometri high pressure economizer yang memiliki efektivitas paling besar, yaitu geometri dengan *fin pitch* 6 mm. Analisis ini dilakukan untuk mengetahui batas jumlah elemen yang dihasilkan dari meshing menggunakan berbagai *grainsize*. Jumlah elemen tersebut dapat dilihat pada Tabel 4.5. Mesh 1 menunjukkan *grainsize* yang paling kecil, yaitu menggunakan *meshing line* dengan *element edge length* 0.002 dan *free mesh* ukuran 1. Sedangkan mesh 3 menunjukkan *grainsize* yang paling besar dengan temperatur *feedwater* dijadikan sebagai pembanding diantara ketiganya. Pada *meshing* 3 yang



menunjukkan temperatur *feedwater* paling tinggi diantara ketiganya. Sehingga hal ini menunjukkan geometri dengan *fin pitch* 6 mm memiliki suatu titik optimum dimana temperatur *feedwater* nya tetap sekitar 193°C.

Tabel 4.5 Analisis Sensitivitas

No	Node dan Jumlah Elemen	Temperatur Inner Surface (°C)	Heat Flux (W/m ²)	Temperatur Feedwater (°C)
Mesh 1	58940 dan 177771	225.0341265	8969.41518	193.4516787
Mesh 2	50249 dan 150002	225.0389693	8902.263088	193.6929725
Mesh 2	50103 dan 149400	225.0394187	8894.679315	193.7201253



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Pada geometri awal *economizer* dengan *fin pitch* sebesar 5 mm memiliki temperatur *feedwater* sebesar 193.778⁰C.
2. Geometri modifikasi yang terdiri dari dua variasi yaitu mempersempit *fin pitch* dan memperlebar *fin pitch*. Pada geometri yang dipersempit *fin pitch* nya sebesar 3.6 mm, 4.0 mm dan 4.5 mm menunjukkan luasan area penghantaran panas yang lebih besar bila dibandingkan geometri awal. Pada geometri dengan *fin pitch* 6 mm memiliki *effectiveness fin* yang paling besar yaitu mencapai 53.256%

5.2 Saran

1. Dilakukan penelitian lebih lanjut digunakan analisis fluida agar hasil yang ditunjukkan lebih akurat dan sesuai
2. Dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai pengaruh panjang pipa terhadap distribusi panas pada *economizer*

DAFTAR PUSTAKA

- Andiana, Felix. 2015. **Analisis Elemen Hingga pada Proses Bending Pipa Berpenampang Lingkaran dan Elips dengan Laser**. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- Anonimous, 2000. **Gresik Combine Cycle Power Plant Operation and Maintenance Manual Heat Recovery Steam Generator Volume 21.1 Chapter 3.3**.
- ANSYS, Inc. 2013. **ANSYS Mechanical APDL Verification Manual**. USA: United States Government
- Behbahania, Ali & Bahrampury, Rasool. 2010. **Exergetic Optimization of Designing Parameters for Heat Recovery Steam Generators Through Direct Search Method**
- Fintube Technologies. 2002. **Standard Specification for High Frequency Electric Resistance Welded Finned Tubes**
- Ganapathy, 1996. **Heat Recovery Steam Generator: Understand the Basic**. India: Indian Institute Technology.
- Guvenc & Yuncu, 2001. **An Experimental Investigation on Performance of Fins on a Horizontal Base in Free Convection Heat Transfer**.
- Incropera, F. P. & Dewitt, D. P., 1995. **Fundamental of Heat and Mass Transfer**. s.l.:s.n.
- Ismail, Z., Alkaff, A. & Gamayanti, N., 2014. **Analisis Keandalan pada Heat Recovery Steam Generator (HRSG) di PT. PJB UP Gresik menggunakan metode Failure Mode Effect and Critically Analisis (FMEA)**. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- Moran, Michael & Shapiro, Howard. 2004. **Fundamentals of Engineering Thermodynamic**.

- Petracci, I., Manni, L. & Gori, F., 2015. **Numerical Simulation of the optimal spacing for a radial finned tube cooled by a rectangular jet. I - Average thermal results.**
- Teir, S. & Jokivouri, A., 2002. **Thermal Design of Heat Exchanger.** s.l.:Helsinki University of Technology Department of Mechanical Engineering.
- Wais, P., 2012. **Fin-Tube Heat Exchanger Optimization.**
- Yang, D.-K., Lee, K.-S. & Song, S., 2006. **Fin Spacing Optimization of Fin-Tube Heat Exchanger Under Frosting Conditions.**
- YAZICUOGLU, B. & YUNCU, H., 2009. **A Correlation for Optimum Fin Spacing of Vertically-Based Regular Fin Arrays Subjected to Natural Convection Heat Transfer.**

LAMPIRAN 1

1. Perhitungan temperatur *feed water* pada panjang *tube* 100 mm kondisi aktual (Geometri Awal)

Diketahui : Temperatur *inlet feed water* (T_{in}) = 191°C
 Temperatur *outlet feed water* (T_{out})
 = 243°C

Panjang *tube* (l_i) = 14000 mm

Ditanya : Temperatur *feed water* pada panjang *tube* 100 mm ?

Dijawab : T_x merupakan temperatur *feed water* pada panjang x mm, dan x merupakan panjang *tube*, sebesar 100 mm.

$$\begin{aligned} \frac{T_x - T_{in}}{T_{out} - T_{out}} &= \frac{x - l_o}{l_i - l_o} \\ \frac{T_x - 191}{243 - 191} &= \frac{14000 - 0}{100 - 0} \\ \frac{T_x - 191}{52} &= \frac{14000}{100} \\ T_x - 191 &= \frac{14000}{5200} \\ 14000T_x - 2674000 &= 5200 \\ 14000T_x &= 2679200 \\ T_x &= \frac{2679200}{14000} \\ T_x &= 191.3714286^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 100 mm sebesar 191.371°C.

2. Validasi nilai temperatur *feed water* hasil simulasi dengan nilai temperatur *feed water* pada kondisi aktual, pada panjang *tube* 100 mm (Geometri Awal)

Diketahui :

Hasil Simulasi :

Temperatur *inner surface tube* (T_s) = 229.541 °C

Heat flux inner surface tube (q'') = 10156.69856 W/m²

Koefisien perpindahan panas konveksi = 284 W/m².°C

Ditanya : Temperatur *feed water* (T_∞) pada panjang *tube* 100 mm ? dan Validasi nilai hasil simulasi dengan kondisi aktual !

Dijawab :

$$\begin{aligned} q'' &= h (T_s - T_\infty) \\ 10156.69856 &= 284 (229.541 - T_\infty) \\ \frac{10156.69856}{284} &= 229.541 - T_\infty \\ T_\infty &= 193.778 \text{ °C} \end{aligned}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 100 mm dari hasil simulasi sebesar 195.286°C.

$$\text{Validasi} = \left| \frac{193.778 - 191.371}{191.371} \right| \times 100\% = 1.258\%$$

Jadi, terdapat nilai *error* yaitu sebesar 1.258%, karena nilai *error* yang kecil dapat disimpulkan bahwa nilai hasil simulasi dengan kondisi aktual adalah valid.

3. Persamaan *linier* untuk mencari nilai temperatur *feed water* pada panjang *tube* x mm pada kondisi aktual (Geometri Awal)

$T_x(y)$ merupakan temperatur *feed water* pada panjang x mm, dan x merupakan panjang *tube*, sebesar 100 mm.

$$\begin{aligned} \frac{T_x - T_{in}}{T_{out} - T_{out}} &= \frac{x - l_o}{l_i - l_o} \\ \frac{y - 191}{243 - 191} &= \frac{x - 0}{14000 - 0} \\ \frac{y - 191}{52} &= \frac{x}{14000} \end{aligned}$$

$$y - 191 = \frac{52x}{14000}$$

$$14000y - 2674000 = 52x$$

$$14000y = 52x + 2674000$$

$$y = \frac{52}{14000}x + 191$$

Berikut didapatkan nilai temperatur *feed water* pada panjang *tube* 20 mm, 40 mm, 60 mm, 80 mm, dan 100 mm menggunakan persamaan di atas :

No	Panjang Tube (mm)	Temperatur Feed Water (°C)
1	20	191.074
2	40	191.149
3	60	191.223
4	80	191.297
5	100	191.371

4. Perhitungan temperatur *feed water* hasil simulasi pada panjang *tube* 20 mm (Geometri Awal)

Diketahui :

Hasil Simulasi :

Temperatur *inner surface tube* (T_s) = 229.5218966 °C

Heat flux *inner surface tube* (q'') = 10079.41463 W/m²

Koefisien perpindahan panas konveksi = 284 W/m².°C

Ditanya : Temperatur *feed water* (T_∞) pada panjang *tube* 20 mm ?

Dijawab :

$$q'' = h (T_s - T_\infty)$$

$$10079.41463 = 284 (229.5218966 - T_\infty)$$

$$\frac{10079.41463}{284} = 229.5218966 - T_\infty$$

$$T_\infty = 194.031 \text{ °C}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 20 mm dari hasil simulasi sebesar 194.031°C.

5. Perhitungan temperatur *feed water* hasil simulasi pada panjang *tube* 40 mm (Geometri Awal)

Diketahui :

Hasil Simulasi :

Temperatur *inner surface tube* (T_s) = 229.5674662 °C

Heat flux inner surface tube (q'') = 10084.9724 W/m²

Koefisien perpindahan panas konveksi = 284 W/m².°C

Ditanya : Temperatur *feed water* (T_∞) pada panjang *tube* 40 mm ?

Dijawab :

$$q'' = h (T_s - T_\infty)$$

$$10084.9724 = 284 (229.5674662 - T_\infty)$$

$$\frac{10084.9724}{284} = 229.5674662 - T_\infty$$

$$T_\infty = 194.057 \text{ °C}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 40 mm dari hasil simulasi sebesar 194.057°C.

6. Perhitungan temperatur *feed water* hasil simulasi pada panjang *tube* 60 mm (Geometri Awal)

Diketahui :

Hasil Simulasi :

Temperatur *inner surface tube* (T_s) = 229.5890473 °C

Heat flux inner surface tube (q'') = 10089.96543 W/m²

Koefisien perpindahan panas konveksi = 284 W/m².°C

Ditanya : Temperatur *feed water* (T_∞) pada panjang *tube* 60 mm ?

Dijawab :

$$q'' = h (T_s - T_\infty)$$

$$10089.96543 = 284 (229.5890473 - T_\infty)$$

$$\frac{10089.96543}{284} = 229.5890473 - T_{\infty}$$

$$T_{\infty} = 194.061^{\circ}\text{C}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 60 mm dari hasil simulasi sebesar 195.407°C.

7. Perhitungan temperatur *feed water* hasil simulasi pada panjang *tube* 80 mm (Geometri Awal)

Diketahui :

Hasil Simulasi :

Temperatur *inner surface tube* (T_s) = 229.5869297 °C

Heat flux inner surface tube (q'') = 10087.94403 W/m²

Koefisien perpindahan panas konveksi = 284 W/m².°C

Ditanya : Temperatur *feed water* (T_{∞}) pada panjang *tube* 80 mm ?

Dijawab :

$$q'' = h (T_s - T_{\infty})$$

$$10087.94403 = 284 (229.5869297 - T_{\infty})$$

$$\frac{10087.94403}{284} = 229.5869297 - T_{\infty}$$

$$T_{\infty} = 193.778^{\circ}\text{C}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 80 mm dari hasil simulasi sebesar 193.778°C.

LAMPIRAN 2

1. Perhitungan Temperatur Feedwater

$$q = hA(T_{\text{inner surface}} - T_{\text{feedwater}})$$
$$\frac{q}{A} = h(T_{\text{inner surface}} - T_{\text{feedwater}})$$
$$\frac{q''}{h} = T_{\text{inner surface}} - T_{\text{feedwater}}$$
$$T_{\text{feedwater}} = T_{\text{inner surface}} - \frac{q''}{h}$$

- **Geometri Awal (fin pitch sebesar 5 mm)**

$$T_{\text{feedwater}} = 229.5410231 - \frac{10156.64102}{284}$$

$$T_{\text{feedwater}} = 193.9683036^{\circ}\text{C}$$

- **Geometri Modifikasi**

- a. Fin Pitch Dipersempit**
 - Fin Pitch 3.6 mm**

$$T_{\text{feedwater}} = 235.0565677 - \frac{11335.06279}{284}$$

$$T_{\text{feedwater}} = 195.1443748^{\circ}\text{C}$$

- Fin Pitch 4.0 mm**

$$T_{\text{feedwater}} = 231.7676747 - \frac{10574.2035}{284}$$

$$T_{\text{feedwater}} = 194.5345638^{\circ}\text{C}$$

- Fin Pitch 4.5 mm**

$$T_{\text{feedwater}} = 229.7794875 - \frac{10170.37623}{284}$$

$$T_{feedwater} = 193.9683036^{\circ}C$$

b. Fin Pitch Diperlebar

- Fin Pitch 5.5 mm

$$T_{feedwater} = 226.4194652 - \frac{9606.377661}{284}$$

$$T_{feedwater} = 192.5941917^{\circ}C$$

- Fin Pitch 6 mm

$$T_{feedwater} = 225.0389693 - \frac{8902.263088}{284}$$

$$T_{feedwater} = 193.6929725^{\circ}C$$

- Fin Pitch 6.5 mm

$$T_{feedwater} = 223.7530187 - \frac{8650.056231}{284}$$

$$T_{feedwater} = 193.2950742^{\circ}C$$

- Fin Pitch 7 mm

$$T_{feedwater} = 222.5385557 - \frac{8933.896282}{284}$$

$$T_{feedwater} = 191.0811744^{\circ}C$$

- Fin Pitch 7.5 mm

$$T_{feedwater} = 221.5364748 - \frac{8087.158582}{284}$$

$$T_{feedwater} = 193.0605643^{\circ}C$$

- Fin Pitch 8 mm

$$T_{feedwater} = 220.5485825 - \frac{7900.89904}{284}$$

$$T_{feedwater} = 192.7285155^{\circ}\text{C}$$

- Fin Pitch 8.5 mm

$$T_{feedwater} = 219.6672351 - \frac{7740.790851}{284}$$

$$T_{feedwater} = 192.4109293^{\circ}\text{C}$$

- Fin Pitch 9 mm

$$T_{feedwater} = 218.8610447 - \frac{7525.551802}{284}$$

$$T_{feedwater} = 192.3626229^{\circ}\text{C}$$

- Fin Pitch 9.5 mm

$$T_{feedwater} = 218.0716809 - \frac{7388.105467}{284}$$

$$T_{feedwater} = 192.057225^{\circ}\text{C}$$

- Fin Pitch 10 mm

$$T_{feedwater} = 217.3700491 - \frac{7272.506939}{284}$$

$$T_{feedwater} = 191.7725303^{\circ}\text{C}$$

- Fin Pitch 10.5 mm

$$T_{feedwater} = 216.7345069 - \frac{7112.947593}{284}$$

$$T_{feedwater} = 191.6889168^{\circ}\text{C}$$

- Fin Pitch 11 mm

$$T_{feedwater} = 216.0963722 - \frac{7610.713528}{284}$$

$$T_{feedwater} = 189.2980851^{\circ}\text{C}$$

- Fin Pitch 11.5 mm

$$T_{feedwater} = 215.518508 - \frac{6908.452973}{284}$$

$$T_{feedwater} = 191.1929694^{\circ}\text{C}$$

- Fin Pitch 12 mm

$$T_{feedwater} = 214.9941156 - \frac{6798.884763}{284}$$

$$T_{feedwater} = 191.0543805^{\circ}\text{C}$$

- Fin Pitch 12.5 mm

$$T_{feedwater} = 214.502061 - \frac{6698.520114}{284}$$

$$T_{feedwater} = 190.9157225^{\circ}\text{C}$$

LAMPIRAN 3

Perhitungan Luasan Area Fin

$$A_{total} = n \times \text{Luas fin} \quad \dots 1$$

❖ dimana n adalah banyaknya fin

$$\begin{aligned} \text{Luas fin} &= (\text{luas selimut luar}) \\ &\quad + (\text{luas selimut dalam}) \quad \dots 2 \\ &\quad + (2 \times \text{luas lingkaran berongga}) \\ \text{Luas fin} &= [(\pi \times R_{luar}^2) \times \text{Tinggi}] \\ &\quad + [(\pi \times R_{dalam}^2) \times \text{Tinggi}] \\ &\quad + 2 [\pi \times (R_{luar}^2 - R_{dalam}^2)] \end{aligned}$$

❖ dimana tinggi merupakan tebal fin

Kemudian substitusi persamaan (2) ke (1), sehingga diperoleh:

$$\begin{aligned} \text{Luas fin} &= (3.14 \times 58 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}) \\ &\quad + (3.14 \times 31.8 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}) \\ &\quad + 2[3.14(29^2 - 31.8^2)] \\ &= 182.12 + 99.852 + 3693.8332 \\ &= 3975.8052 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

1. Geometri Awal

$$\begin{aligned} A_{total} &= 20 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 79516.104 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

2. Geometri Modifikasi

- **Fin Pitch Dipersempit**
- **Fin Pitch 3.6 mm**

$$\begin{aligned} A_{total} &= 28 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 111322.5456 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 4.0 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 25 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 99395.13 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 4.5 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 22 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 87467.7144 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

• Fin Pitch Dipersempit

- Fin Pitch 5.5 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 18 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 71564.4936 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 6 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 18 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 71564.4936 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 6.5 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 16 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 63612.8832 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 7 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 14 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 55661.2728 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 7.5 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 14 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 55661.2728 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 8 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 12 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 47709.6624 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 8.5 mm

$$A_{total} = 12 \times 3975.8052 \text{ mm}^2$$

$$= 47709.6624 \text{ mm}^2$$

- Fin Pitch 9 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 12 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 47709.6624 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 9.5 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 10 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 39758.052 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 10 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 10 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 39758.052 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 10.5 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 10 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 39758.052 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 11 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 9 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 35782.2468 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 11.5 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 8 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 31806.4416 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 12 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 8 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 31806.4416 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- Fin Pitch 12.5 mm

$$\begin{aligned} A_{total} &= 8 \times 3975.8052 \text{ mm}^2 \\ &= 31806.4416 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

LAMPIRAN 4

Perhitungan Efisiensi

$$\eta = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \times 100\% = \frac{mc\Delta T_{out}}{mc\Delta T_{in}} \times 100\% = \frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}} \times 100\%$$

1. Geometri Awal

$$\eta = \frac{193.7782026 - 191}{191 - 139} \times 100\% = 5.342697\%$$

2. Geometri Modifikasi

- **Fin Pitch Dipersempit**

- **Fin Pitch 3.6 mm**

$$\eta = \frac{195.1443748 - 191}{191 - 139} \times 100\% = 7.969952\%$$

- **Fin Pitch Diperlebar**

- **Fin Pitch 6.0 mm**

$$\eta = \frac{193.6929725 - 191}{191 - 139} \times 100\% = 5.178793\%$$

LAMPIRAN 5

Perhitungan *Effectiveness Fin*

$$\epsilon = \frac{Q}{hA\epsilon\theta b} \times 100\%$$

1. Geometri Awal

$$\text{Fin ke-1: } \epsilon = \frac{1880.5 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 232.7182006} \times 100\% = 52.635\%$$

$$\text{Fin ke-5: } \epsilon = \frac{1675.7 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 232.8071179} \times 100\% = 46.885\%$$

$$\text{Fin ke-10: } \epsilon = \frac{1778.6 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 232.5124605} \times 100\% = 43.091\%$$

$$\text{Rata-rata: } \epsilon = \frac{52.635\% + 46.885\% + 43.091\%}{3} = 49.783\%$$

2. Geometri Modifikasi

• Fin Pitch Dipersempit

- Fin Pitch 3.6 mm

$$\text{Fin ke-1 : } \epsilon = \frac{1573.6 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 237.8706585} \times 100\% = 43.091\%$$

$$\text{Fin ke-9: } \epsilon = \frac{1420.4 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 238.0258156} \times 100\% = 38.871\%$$

$$\text{Fin ke-18: } \epsilon = \frac{1539.3 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 237.7561411} \times 100\% = 42.172\%$$

$$\text{Rata-rata: } \epsilon = \frac{43.091\% + 38.871\% + 42.172\%}{3} = 41.378\%$$

• Fin Pitch Diperlebar

- Fin Pitch 6.0 mm

$$\text{Fin ke-1: } \epsilon = \frac{1973 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 228.3103747} \times 100\% = 55.264\%$$

$$\text{Fin ke-5: } \epsilon = \frac{1586.4 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 228.4730448} \times 100\% = 45.229\%$$

$$\text{Fin ke-9: } \epsilon = \frac{2078.5 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 228.4080018} \times 100\% = 59.275\%$$

$$\text{Rata-rata: } \epsilon = \frac{55.264\% + 45.229\% + 59.275\%}{3} = 53.256\%$$

UCAPAN TERIMA KASIH

Pada pengerjaan tugas akhir ini penulis banyak mendapat bantuan dari berbagai pihak, pada kesempatan ini penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada:

1. Allah SWT karena dengan rahmat dan kuasa-Nya penulis dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini dengan baik dan tepat waktu.
2. Mama, Papa, Kakak, Mbak Dyla, Pandu, Mbah Uti, serta seluruh keluarga yang telah memberikan banyak doa, dukungan, semangat, cinta kasih, motivasi, dan inspirasi.
3. Bapak Budi Agung Kurniawan, S.T., M.Sc dan Bapak Mas Irfan P. Hidayat, S.T., M.Sc., Ph.D selaku dosen pembimbing Tugas Akhir penulis yang telah membimbing dan memberikan banyak ilmu selama pengerjaan tugas akhir ini.
4. Bapak I Putu Gede Sudarsana dan Bapak Eko selaku pembimbing dari PT. PJB UP Gresik yang telah membimbing dan memberikan banyak ilmu selama pengerjaan tugas akhir ini.
5. Dr. Agung Purniawan, ST., M,Eng selaku Ketua Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI – ITS.
6. Dr. Eng. Hosta Ardhyanta ST., M.Sc. selaku Koordinator Tugas Akhir Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI-ITS.
7. Bapak Budi Agung Kurniawan, S.T., M.Sc selaku dosen wali yang sangat mengayomi selama penulis menjalani pendidikan di Jurusan Teknik Material dan Metalurgi.
8. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI-ITS yang telah membimbing penulis hingga terciptanya laporan ini.
9. Sahabat terbaik penulis yaitu Rachamdhani Dian Pratam adan Reggy Arya Putra yang telah memberikan semangat dan energi positif dan menjadi tempat curahan hati segala hal bagi penulis selama menjadi mahasiswa di JTMM FTI-ITS.
10. Teman seperjuangan penulis, Reggy Arya Putra, M. Taufik Akbar Ofrial dan Eldwin Napitupulu yang telah mengalami

- suka dan duka bersama penulis dari tidak ada kejelasan menjadi penuh kejelasan dan kepastian
11. Mas Hendriya Binawa Gana dan Hafizh daru Teguh Utama yang selalu menjadi *supporting system* bagi penulis
 12. Intan, Aliya, Dinda dan Kania yang menjadi sahabat nano-nano semenjak duduk di bangku SMP hingga saat ini selalu memberikan semangat bagi penulis
 13. Qory Maghfiroh, Meilati Pasca Muna, Hana Mutialif sebagai teman terbaik penulis yang selalu memberikan tawa dan ceria selama penulis mengerjakan laporan ini.
 14. Mbak Iftitahul Fariha Yuliarti yang telah memberikan masukan dan saran-saran bagi penulis dalam membuat tugas akhir di JTMM ITS
 15. Winny Wulandari sebagai sahabat pertama sejak penulis menjadi mahasiswa baru di ITS yang selalu memberikan cerita, doa dan semangat positif bagi penulis
 16. Clarissa Changraini, Tiara Ansellya dan Madeline Rosmariana sebagai adik tersayang yang selalu menjadi teman rusuh tapi menyenangkan bagi penulis
 17. Team ITS Expo Petjah yang telah memberikan doa dan dukungan bagi penulis dalam menyelesaikan tugas akhir di JTMM ITS
 18. Nabilla, Ivan dan Kristianto dari jurusan Teknik Mesin ITS 2013 yang telah membantu penulis dalam penyelesaian masalah tugas akhir penulis
 19. Teman-teman MT 15 yang selalu menjadi keluarga terbaik dan memberikan cerita bagi kehidupan perkuliahan penulis di JTMM ITS
 20. Fakhri, Daniel, Arief, Yayak, Chibi, Ifad, Majdi, Ilham, Dewa, Bathara, Daru, Standley, Simon, Hamid, Zulfa ssebagai team hebat Pion yang telah menemani malam-malam penulis dengan penuh canda, tawa, amarah, kegelisahan, kekesalan, kebahagiaan
 21. Ibu-ibu Mutiara MT 15 yang selalu memberikan kebahagiaan dan pembelajaran kepada penulis.

22. Dan Seluruh pihak yang telah memberikan partisipasi dalam Tugas Akhir ini.
23. Serta seluruh pihak yang belum bisa dituliskan satu per satu oleh penulis. Terimakasih atas dukungan dan bantuan teman-teman sekalian.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Penulis yang bernama lengkap Aisyah dilahirkan di Pekanbaru pada tanggal 15 Juni 1995. Penulis merupakan anak kedua dari 3 bersaudara, dan telah menempuh pendidikan formal yaitu SD Negeri Jakasetia 3 Bekasi, SMP Negeri 12 Bekasi dan SMAN 61 Jakarta. Setelah lulus dari SMA, penulis mengikuti tes dan diterima sebagai Mahasiswa Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya 2013. Penulis melanjutkan studi di Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI ITS dengan nomor registrasi pokok 2713 100 143.

Semasa berkuliah di ITS, penuli s juga aktif di kegiatan ekstrakampus, diantaranya di Himpunan Mahasiswa Teknik Material dan Metalurgi 2014/2015 sebagai Wakil Sekretaris Umum, kemudian di tahun 2015/2016 sebagai Sekretaris Umum, di komunitas Young On Top (YOT) Surabaya sebagai Divisi Event and Program tahun 2015/2016. Penulis terdaftar aktif sebagai asisten laboratorium kimia material pada tahun 2014/2015

Pengalaman kerja yang pernah diikuti penulis yaitu di bagian Inspeksi pada PT Badak NGL pada Agustus 2016. Selain itu, penulis juga pernah menjadi tentor mata pelajaran Fisika, dan Matematika di Lembaga Bimbingan Belajar Zenius dari bulan November hingga Desember 2016.

Selesainya tugas akhir ini mengantarkan penulis memperoleh gelar Sarjana Teknik (ST) pada Jurusan Teknik Material dan Metalurgi Institut Teknologi sepuluh Nopember Surabaya.

Email : aisyahjputri15@gmail.com